



**Analisis Dampak Fluktuasi Suhu *Ambient* pada
Efektivitas Perpindahan Panas *Plate Heat Exchanger*
(PHE) *Lube Oil System Steam Turbine Generator* (STG) di
PLTGU Tanjung Uncang**

Tugas Akhir

**Oleh:
Ingrit Nilam Puspita (4232201006)**

**Program Studi Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi
Jurusan Teknik Elektro
Politeknik Negeri Batam
2026**

Pernyataan Keaslian Tugas Akhir

Saya yang bertandatangan dibawah ini menyatakan bahwa isi sebagian maupun keseluruhan Tugas Akhir saya yang berjudul : “Analisis Dampak Fluktuasi Suhu *Ambient* pada Efektivitas Perpindahan Panas *Plate Heat Exchanger* (PHE) *Lube Oil Sistem Steam Turbine Generator* (STG) di PLTGU Tanjung Uncang” adalah **hasil karya sendiri, diselesaikan tanpa menggunakan bahan-bahan yang tidak diizinkan, dan bukan merupakan karya pihak lain yang saya akui sebagai karya sendiri.** Semua referensi yang dikutip atau dirujuk telah ditulis secara lengkap pada daftar pustaka. Apabila ternyata pernyataan saya ini tidak benar, saya bersedia menerima sanksi sesuai peraturan yang berlaku.

Batam, 04 Mei 2026



Ingrit Nilam Puspita
NIM: 4232201006

Lembar Pengesahan Industri

Data Tugas Akhir ini bebas dari plagiasi dan mendapat izin untuk disimpan, dikelola dan dipublikasikan untuk kepentingan Akademik.

Disusun oleh: Ingrid Nilam Puspita

Program Studi: Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi (TRPE)

Jurusan: Teknik Elektro (Politeknik Negeri Batam)

Judul Tugas Akhir: Analisis Dampak Fluktuasi Suhu Ambient pada Kinerja Thermal Plate Heat Exchanger (PHE) Lube Oil System Steam Turbine Generator (STG) di PLTGU Tanjung Uncang

Perusahaan: PT PLN Batam

Disetujui oleh :

Dosen Pembimbing:



Nama : Afif Nuril Musthofa, S.Tr.T., M.Tr.T

NIK : 125340



Lembar Pengesahan

Tugas Akhir disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Sarjana Terapan Teknik (S.Tr.T)
Di Politeknik Negeri Batam

Oleh:
Ingrit Nilam Puspita (4232201006)

Tanggal Sidang: 13 Mei 2026

Dosen Penguji I

Disetujui oleh :

Dosen Pembimbing



1. Ir. Fauzun Atabiq, S.T., M.Cs
NIK: 110073
Dosen Penguji II

1. Afif Nuril Musthofa, S.Tr.T., M.Tr.T
NIK: 125340



2. Dr. Ir. Didi Istardi S.T., M.Cs
NIK: 102022

Analisis Dampak Fluktuasi Suhu *Ambient* pada Efektivitas Perpindahan Panas *Plate Heat Exchanger* (PHE) *Lube Oil System Steam Turbine Generator* (STG) di PLTGU Tanjung Uncang

Abstrak

Fluktuasi suhu *ambient* adalah tantangan utama dalam stabilitas sistem penukar panas. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis dampak fluktuasi suhu *ambient* terhadap efektivitas perpindahan panas *Plate Heat Exchanger* (PHE) yang terdapat pada sistem pelumasan *Steam Turbine Generator* (STG) yang berada di PLTGU Tanjung Uncang. Metode penelitian yang digunakan ialah analisis kuantitatif terhadap data operasional selama 14 hari dengan menggunakan pendekatan *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) dan ϵ -NTU. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa suhu *ambient* berpengaruh terhadap parameter efektivitas perpindahan panas. Kenaikan suhu *ambient* berkorelasi negatif terhadap LMTD ($r=-0.428$), namun berkorelasi positif moderat terhadap efektivitas ($r=0.4521$) yang menunjukkan adanya respon kompensasi sistem terhadap beban termal lingkungan. Adapun nilai NTU berada pada rata-rata 1.0 membuktikan bahwa integritas fisik PHE masih terjaga tanpa indikasi pengotoran (*fouling*) yang signifikan, sehingga penyimpangan suhu aktual disebabkan oleh faktor lingkungan. Namun saat suhu *ambient* puncak (siang hari), margin keamanan termal dapat menyempit hingga mencapai 1.7°C sebelum batas alarm 55°C sehingga menempatkan unit berada pada risiko operasional tinggi.

Kata kunci: Suhu *Ambient*, *Plate Heat Exchanger*, *Steam Turbine Generator*, LMTD, ϵ -NTU.

Analysis of the Impact of Ambient Temperature Fluctuations on the Heat Transfer Effectiveness of Plate Heat Exchangers (PHE) in the Lube Oil Sistem of Steam Turbine Generators (STG) at the Tanjung Uncang Combined Cycle Power Plant

Abstract

Ambient temperature fluctuations are a major challenge to the stability of heat exchanger systems. This study aims to analyze the impact of ambient temperature fluctuations on the heat transfer effectiveness of the Plate Heat Exchanger (PHE) in the lubrication system of the Steam Turbine Generator (STG) at the Tanjung Uncang Combined Cycle Power Plant. The research method employed was a quantitative analysis of operational data over a 14-day period using the Log Mean Temperature Difference (LMTD) and ϵ -NTU approaches. The results of this study indicate that ambient temperature influences heat transfer effectiveness parameters. An increase in ambient temperature has a negative correlation with LMTD ($r = -0.428$), but a moderate positive correlation with effectiveness ($r = 0.4521$), indicating a compensatory system response to environmental thermal loads. The NTU value averaged 1.0, proving that the physical integrity of the PHE is still maintained without significant indications of fouling, so that deviations in actual temperature are caused by environmental factors. However, during peak ambient temperatures (daytime), the thermal safety margin can narrow to as low as 1.7°C before the 55°C alarm threshold, placing the unit at high operational risk.

Keywords: Ambient Temperature, Plate Heat Exchanger, Steam Turbine Generator, LMTD, ϵ -NTU.

Kata Pengantar

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT atas segala rahmat, hidayah, dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan judul “Analisis Dampak Fluktuasi Suhu *Ambient* pada Kinerja Termal *Plate Heat Exchanger* (PHE) *Lube Oil Sistem Steam Turbine Generator* (STG) di PLTGU Tanjung Uncang.” Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana/diploma di Politeknik Negeri Batam

Tugas Akhir ini merupakan hasil penelitian dan analisis teknis yang didasarkan pada data serta pengalaman lapangan selama berada di PT PLN Batam, khususnya pada Unit PLTGU Tanjung Uncang. Melalui penelitian ini, penulis berfokus pada analisis kinerja termal pada *Heat Exchanger Lube Oil*.

Penulis menyadari bahwa penyelesaian Tugas Akhir ini tidak lepas dari bimbingan, dukungan, dan doa dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ibu Tercinta dan Almarhum Ayahanda, sosok paling berjasa dalam hidup penulis. Terima kasih atas segala doa, pengorbanan, dan nilai-nilai kehidupan yang menjadi kekuatan bagi penulis. Tugas Akhir ini adalah bentuk bakti dan persembahan tulus untuk kalian.
2. Bapak Ir. Bambang Hendrawan, S.T., M.S.M., CIPMP., CISCIP., selaku Direktur Politeknik Negeri Batam.
3. Bapak Irwanto Zarma Putra, S.Pd., M.Eng., selaku Ketua Program Studi Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi Politeknik Negeri Batam.
4. Bapak Ir. Muhammad Syaifei Gozali, S.T., M.T., selaku Wali Dosen Kelas TRPE-A yang selalu memberikan bimbingan, arahan, serta motivasi kepada penulis selama masa perkuliahan.
5. Bapak Afif Nuril Musthofa, S.Tr.T., M.Tr.T., selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan arahan dan bimbingan dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
6. Bapak Ir. Fauzun Atabiq, S.T., M.Cs, selaku Dosen Penguji I dan Bapak Dr. Ir. Didi Istardi S.T., M.Cs selaku dosen penguji II, atas segala masukan dan saran konstruktif demi kesempurnaan laporan ini.
7. Manajemen PT PLN Batam yang telah memberikan izin dan kesempatan kepada penulis untuk melakukan penelitian di lingkungan perusahaan.
8. Bapak Darmanto, selaku Pembimbing Lapangan di PLTGU Tanjung Uncang, atas bimbingan teknis dan akses data yang diberikan.
9. Segenap staf dan teknisi di Unit Transmisi BaloI serta Unit PLTGU Tanjung Uncang, khususnya Tim HAR Unit PLTGU Tanjung Uncang: Bapak Rafid

Fitrianto, Bapak Ghia Alif Santosa, Bapak Yulianto, Bapak Muhammad Febrianto, Bapak Ahmadsyah, dan Bapak Juniardi Abdillah, atas ilmu lapangan yang sangat berharga.

10. Mas Iqbal, Gaizka, dan Tari, serta seluruh keluarga besar, khususnya Mas Zaka, Bu yun dan Tante Wiwik yang telah memberikan dukungan moral maupun bantuan finansial yang sangat berarti bagi kelancaran studi penulis.
11. Teman-teman "JS", teman-teman kuliah yang tidak bisa disebutkan satu persatu, serta teman selama proses magang: Suci, Dedy, Kastu, Nurul, Rizky dan Bima terima kasih atas dukungan dan kebersamaan yang luar biasa selama masa perkuliahan hingga penyusunan tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih memiliki kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun demi perbaikan di masa mendatang. Akhir kata, semoga karya ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca, institusi pendidikan, serta PT PLN Batam.

Batam, 04 Mei 2026



Ingrid Nilam Puspita

Daftar Isi

Pernyataan Keaslian Tugas Akhir	i
Lembar Pengesahan Industri	ii
Lembar Pengesahan	iii
Abstrak	iv
<i>Abstract</i>	v
Kata Pengantar	vi
Daftar Isi	viii
Daftar Gambar	xi
Daftar Tabel	xii
Bab 1. Pendahuluan	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Tujuan	2
1.4. Manfaat	3
1.5. Batasan	3
Bab 2. Tinjauan Pustaka	4
2.1 Definisi dan Prinsip Kerja	4
2.2 Sistem Pelumasan (<i>Lube Oil System</i>)	5
2.3 Penukar Panas (<i>Heat Exchanger</i>) berdasarkan Kontruksinya	7
2.3.1. Tubular Exchanger	7
2.3.2. <i>Plate Heat Exchanger</i>	9
2.3.3. <i>Extended-surface Heat Exchanger</i>	12
2.3.4. <i>Regenerative Heat Exchanger</i>	13
2.4. Penukar Panas (<i>Heat Exchanger</i>) berdasarkan Aliran Fluida	13
2.4.1. <i>Conterflow</i>	14
2.4.2. <i>Paralelflow</i>	14
2.4.3. <i>Crossflow</i>	14
2.5. Analisis Kinerja Termal	15

2.5.1. Metode <i>Log Mean Temperature Different</i> (LMTD).....	16
2.5.2. Metode ϵ -NTU	16
2.6. Dasar Analisis Statistika dan Visualisasi Data	17
2.6.1. Koefisien korelasi dan Analisis Variansi	18
2.6.2. Visualisasi Data dalam Statistika	19
Bab 3. Metodologi Penelitian	22
3.1. Diagram Alir.....	22
3.2. Lokasi dan Objek Penelitian	22
3.3. Pengumpulan Data	25
3.3.1. Data di <i>Control Central Room</i> (CCR)	25
3.3.2 Observasi Lapangan dan Wawancara.....	26
3.4. Pengolahan Data	26
3.4.1. Perhitungan Nilai LMTD.....	26
3.4.2. Perhitungan nilai ϵ -NTU.....	26
Bab 4. Hasil dan Pembahasan	28
4.1. Data Hasil Penelitian	28
4.1.1. Perhitungan <i>Log Mean Temperature Difference</i> (LMTD)	29
4.1.2. Perhitungan ϵ -NTU	30
4.1.3. Perhitungan korelasi.....	33
4.2. Pembahasan.....	34
4.2.1. Analisis Penyimpangan terhadap Baseline Desain	35
4.2.2. Mekanisme Pengaruh <i>Ambient</i> Terhadap Perpindahan Panas ..	37
4.2.3. Keandalan Alat melalui Analisis NTU (<i>Number of Transfer Units</i>)	41
4.2.4. Risiko Operasional	43
Bab 5. Kesimpulan dan Saran	45
5.1. Kesimpulan	45
5.2. Saran	45
Daftar Pustaka	47
Biodata	51

Lampiran52

Daftar Gambar

Gambar 1. Alur Siklus <i>Brayton</i>	4
Gambar 2. Komponen Utama Gas Turbin	5
Gambar 3. Alur Siklus <i>Rankine</i> pada Turbin Uap	5
Gambar 4. <i>Shell and Tube Exchanger</i>	8
Gambar 5. <i>Double Pipe Heat Exchanger</i>	8
Gambar 6. <i>Spiral Tube Heat Exchanger</i>	9
Gambar 7. <i>Gasketed Plate and Frame Heat Exchanger</i>	10
Gambar 8. . Pelat yang menunjukkan gasket di sekitar port	10
Gambar 9. Bagian dari <i>Welded Plate Heat</i>	11
Gambar 10. <i>Extended Surface Heat Exchangers</i>	12
Gambar 11. <i>Regenerative Heat Exchanger</i>	13
Gambar 12. . (a) <i>Counterflow</i> pada <i>Double-Pipe Heat Exchanger</i> (b) <i>Counterflow</i> pada <i>Plate-fin Exchangers</i>	14
Gambar 13. a) <i>Crossflow</i> pada <i>Plate-fin Heat Exchanger</i> (b) <i>Crossflow</i> pada <i>Tube-fin Exchangers</i>	15
Gambar 14. Contoh Grafik berdasarkan Nilai R.....	19
Gambar 15. Contoh <i>Scatter Plot</i>	20
Gambar 16. <i>Compound Time Series Graph</i>	21
Gambar 17. Diagram Alir Penelitian	22
Gambar 18. Lokasi PLTGU Tanjung Uncang.....	23
Gambar 19. <i>Plate Heat Exchanger (PHE)</i> di <i>Steam Turbine Generator (STG)</i>	23
Gambar 20. <i>Namplate Plate Heat Exchanger</i>	24
Gambar 21. Ukuran <i>Gasket Pelat Heat Exchanger</i>	24
Gambar 22. Spesifikasi Oli	25
Gambar 23. Tren Fluktuasi Suhu <i>Ambient</i>	34
Gambar 24. Grafik Perbandingan Suhu Oli Keluar Aktual dan Nilai Baseline Desain	36
Gambar 25. Grafik Korelasi Suhu <i>Ambient</i> dan LMTD.....	37
Gambar 26. Grafik Korelasi Suhu <i>Ambient</i> dan Efektivitas (%).....	39
Gambar 27. Contoh Anomali Data ketika Suhu <i>Ambient</i> bernilai sama	40
Gambar 28. Tren Nilai NTU Selama Periode Pengamatan.....	42
Gambar 29. Korelasi Suhu <i>Ambient</i> vs. NTU.....	42
Gambar 30. Grafik Suhu <i>Ambient</i> terhadap Margin Keamanan	43

Daftar Tabel

Tabel 1. Kondisi Contoh Representif	28
Tabel 2. Data Aktual selama Proses Pengamatan	52
Tabel 3. Hasil Hitung LMTD, Efektivitas, dan NTU	58
Tabel 4. Penyimpangan Baseline dan Penyempitan Margin Batas Alarm	61

Bab 1. Pendahuluan

1.1. Latar Belakang

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) ialah salah satu langkah inovatif dalam penyediaan energi listrik di era modern ini dengan menggabungkan dua siklus, yaitu siklus turbin uap dan turbin gas. Turbin gas akan menghasilkan energi listrik dengan bahan bakar gas alam. Dalam operasi PLTGU, gas buang panas sisa operasi turbin gas ini masih memiliki suhu yang relatif tinggi [1]. Sehingga sangat baik untuk dimanfaatkan kembali oleh *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) untuk digunakan sebagai penggerak turbin uap. Dengan prinsip kombinasi dalam PLTGU ini mampu menghasilkan energi dengan efisien. Pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) Tanjung Ugang memiliki konfigurasi 2-2-1 dimana 2 Turbin Gas (*Gas Turbine*), 2 HRSG, dan 1 Turbin Uap (*Steam Turbine*).

Turbin uap atau *Steam Turbine* akan mengubah energi termal dari uap yang dipanaskan HRSG menjadi energi mekanis kemudian dikonversi menjadi energi listrik oleh generator. Turbin uap (*Steam Turbine*) yang berada di PLTGU Tanjung Ugang menggunakan Siemens SST-400 dengan daya terpasang mencapai 35 MW. Kinerja turbin uap dipengaruhi oleh kondisi operasi yang stabil, putaran turbin harus dijaga agar frekuensi listrik sesuai, pada PLTGU diharapkan putaran turbin 6600 rpm untuk jaringan 50Hz. Gangguan terhadap kecepatan putaran tersebut akibat gesekan pada komponen bergerak akan menjadi faktor yang berpotensi untuk menurunkan efisiensi turbin jika tidak ditangani dengan baik.

Untuk mewujudkan keandalan tersebut, penting untuk menjaga komponen dalam setiap sistem PLTGU bekerja dengan optimal salah satunya ialah sistem pelumasan atau *lube oil sistem* pada turbin uap. Sistem pelumasan berfungsi untuk melumasi bantalan bantalan turbin agar mencegah kerusakan yang disebabkan oleh keausan akibat peningkatan suhu [2]. Fungsi pelumasan yang tidak bekerja optimal akan menyebabkan terjadi gesekan dan keausan pada permukaan logam dan logam lainnya (*Metal to metal contact*) [2]. *Steam Turbine Generator* (STG) yang beroperasi dalam jangka waktu yang lama dengan beban yang fluktuatif menuntut untuk seluruh sistem pendukung, termasuk pelumasan mampu bekerja secara konsisten. Untuk memastikan kualitas oli pelumas sesuai, suhu oli harus dijaga dalam rentang tertentu. Suhu yang terlalu tinggi akan menyebabkan degradasi viskositas oli, viskositas oli yang terlalu rendah (oli terlalu encer) akan mengurangi kekuatan lapisan oli sehingga melemahkan kemampuan mencegah kontak pada permukaan logam dan logam lainnya [3]. Sebaliknya suhu yang terlalu rendah akan menurunkan kemampuan pelumasan dikarenakan oli akan menjadi lebih kental (viskositas naik) sehingga pelumasan tidak maksimal karena oli sulit mengalir ke seluruh bagian mesin.

Agar suhu oli pada pelumasan stabil, diperlukan *Heat Exchanger*. Proses pembuangan panas ini dilakukan oleh *Heat Exchanger* yang digunakan sebagai media utama penukar panas. Kinerja *Heat Exchanger* yang baik akan memastikan suhu oli berada dalam rentang yang aman sehingga keandalan dari turbin akan terjaga. Namun, kinerja *Heat Exchanger* juga dipengaruhi oleh kondisi eksternal, seperti suhu lingkungan (*ambient temperature*) [4]. Kinerja perpindahan panas bergantung pada selisih suhu antara fluida panas dan dingin. Suhu fluida pendingin yang dapat meningkat dikarenakan suhu lingkungan yang meningkat dapat berpotensi mengganggu kinerja proses perpindahan panas pada sistem pelumasan. Oleh karena itu, hubungan antara suhu *ambient* dan performa dari *Heat Exchanger* sangat penting untuk menjaga keandalan. Pada PLTGU Tanjung Ugang, sistem pelumasan pada *Steam Turbine Generator* (STG) dilengkapi dengan *Heat Exchanger* tipe *plate* untuk menurunkan suhu oli pelumas agar tetap berada dalam kondisi optimal. Air pendingin pada *Heat Exchanger* yang telah menyerap panas dari oli pelumas akan dialirkan menuju *Fin Fan Cooler* untuk didinginkan kembali, yang nantinya akan memanfaatkan udara sekitar dengan bantuan aliran kipas

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, rumusan masalah dari tugas akhir ini dapat dituliskan sebagai berikut:

1. Bagaimana suhu lingkungan (*ambient temperature*) dapat mempengaruhi efektivitas perpindahan panas pada *Heat Exchanger* (HE) *Steam Turbine Generator* (STG) di PLTGU Tanjung ugang?
2. Berapa jauh penyimpangan suhu aktual dari nilai yang diprediksi *baseline* dapat dijadikan indikator dini penurunan efektivitas?
3. Bagaimana penyempitan margin keamanan operasional *lube oil* dari jarak alarm akibat suhu lingkungan?

1.3. Tujuan

Secara rinci, tujuan dari penelitian ini ialah:

1. Mengidentifikasi korelasi antara fluktuasi suhu lingkungan dan perubahan yang terjadi pada efektivitas perpindahan panas *Heat Exchanger*
2. Menganalisis penyimpangan termal yang terjadi pada suhu keluar aktual dan prediksi oleh *baseline* kinerja *heat exchanger*
3. Menganalisis penyempitan margin keamanan operasional *lube oil* (jarak suhu operasi normal ke batas alarm/trip)

1.4. Manfaat

Tugas akhir ini diharapkan dapat memberikan kontribusi yang meluas, baik bagi PLTGU Tanjung Uncang dan bagi dunia akademis:

1. Hasil penelitian ini diharapkan dapat bermanfaat untuk memberikan acuan awal dalam pemantauan kondisi *Heat Exchanger* (HE) dan membantu mendeteksi penurunan efisiensi sistem penukar panas guna mendukung peningkatan keandalan operasi *Steam Turbine Generator* (STG) di PLTGU Tanjung Uncang
2. Penelitian ini dapat menjadi referensi dan data empiris yang terkait dengan performa termal *Heat Exchanger* dalam kondisi nyata
3. Penelitian ini diharapkan dapat menjadi panduan dalam mengevaluasi kinerja *Heat Exchanger* yang terpasang dan merencanakan jadwal *predictive maintenance* yang lebih akurat berdasarkan pola fluktuasi suhu

1.5. Batasan

Penelitian ini memiliki beberapa batasan untuk menjaga fokus dan validitas hasil. Adapun batasan-batasan yang diterapkan ialah:

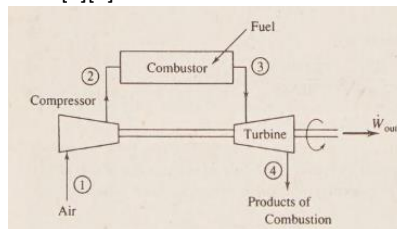
1. Penelitian ini hanya dilakukan pada unit *Heat Exchanger* (HE) sebagai penukar panas pada sistem *lube oil* di *Steam Turbine Generator* (STG) di PLTGU Tanjung Uncang. Penelitian tidak mencakup pada unit *Heat Exchanger* (HE) yang lain.
2. Penelitian ini berfokus pada hubungan suhu lingkungan (*ambient temperature*) dan kinerja termal pada *Heat Exchanger* (HE).
3. Faktor eksternal lainnya seperti kelembaban udara, kecepatan angin, kondisi *fouling*, korosi dan lain sebagainya tidak dimasukkan dalam perhitungan utama, namun tetap diakui sebagai potensi penyebab penurunan kinerja.
4. Data yang digunakan merupakan data operasional aktual yaitu data suhu masuk dan suhu keluar fluida pendingin (air dari *close cooling*) juga suhu masuk dan suhu keluar fluida kerja (*lube oil*)
5. Penelitian ini tidak mencakup simulasi numerik atau modifikasi desain *heat exchanger* (HE), melainkan hanya berfokus pada analisis data empiris untuk menilai performa termal.
6. Penelitian dibatasi hanya pada tanggal 29 September 2025 hingga 12 Oktober 2025 dengan data yang diambil berdasarkan kondisi aktual di lapangan.

Bab 2. Tinjauan Pustaka

2.1 Definisi dan Prinsip Kerja

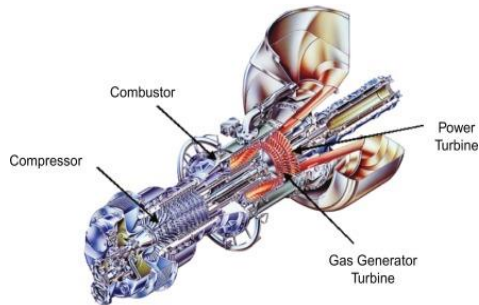
Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) ialah pembangkit listrik yang menggabungkan siklus gas dan siklus uap untuk meningkatkan efisiensi termal secara keseluruhan. Siklus ini memanfaatkan turbin gas untuk menghasilkan tenaga dengan menggunakan panas buang sisa gasturbin melalui *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) untuk menghasilkan uap yang menggerakkan turbin uap. Siklus ini mencapai efisiensi hingga 60% dibanding siklus tunggal [5]. Ketika beroperasi secara individu, turbin gas akan menghasilkan 30% sedangkan turbin uap akan menghasilkan 40% [5]. Selain itu konsep PLTGU juga menghasilkan emisi gas rumah kaca yang lebih rendah dibanding pembangkit energi listrik tradisional

Prinsip kerja Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU) merupakan kombinasi dari dua siklus termodinamika, yaitu siklus *Brayton* dan siklus *Rankine* [5]. Kombinasi dari dua siklus ini biasa disebut dengan *combined cycle*. Siklus *Brayton* merupakan siklus yang terjadi di turbin gas yang biasa disebut *Topping cycle of a combined cycle power plant* [5][6]. Alur dari siklus ini dimulai dengan udara atmosfer dan bahan bakar gas yang di alirkan ke ruang bakar untuk dibakar dan menghasilkan gas dengan tekanan dan temperature tinggi yang kemudian akan dibawa ke turbin gas untuk menghasilkan energi mekanik. Kemudian gas sisa panas akan dibawa ke *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) untuk dimanfaatkan kembali. Udara yang masuk ke HRSG pada dasarnya memiliki suhu antara 510°C sampai 650°C [5][6].



Gambar 1. Alur Siklus *Brayton*

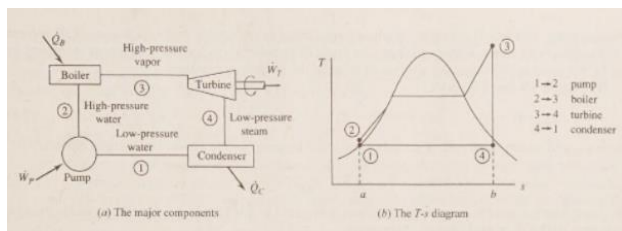
(sumber : buku *Thermodynamics for Engineers-Third Edition*)



Gambar 2. Komponen Utama Gas Turbin

(sumber : buku *Thermodynamics for Engineers-Third Edition*)

Setelah gas sisa panas memasuki HRSG, disinilah siklus *Rankine* dimulai. Siklus *Rankine* ialah siklus termodinamika yang terjadi pada turbin uap. Siklus *Rankine* memiliki empat proses ideal. Pertama air akan dipompa hingga bertekanan tinggi, tahapan ini disebut sebagai kompresi *isentropik* [5][6][7]. Kemudian air bertekanan akan dipanaskan hingga berubah menjadi uap jenuh dan uap super panas (*superheated*) di HRSG, dalam kondisi siklus gabungan dipanaskan menggunakan gas sisa panas turbin gas [5][6][7]. Setelah uap yang dihasilkan bertekanan dan bersuhu tinggi uap akan di ekspansikan dalam turbin uap untuk menghasilkan energi mekanik. Adapun sisa uap akan dikondensasikan kembali menjadi air di dalam kondensor yang nantinya akan diumpan kembali ke HRSG [5][6][7].



Gambar 3. Alur Siklus Rankine pada Turbin Uap

(sumber : buku *Thermodynamics for Engineers-Third Edition*)

2.2 Sistem Pelumasan (*Lube Oil System*)

Pelumasan merupakan salah satu pengaruh besar terhadap tingkat keparahan servis dalam kondisi pengoperasian suatu mesin. Pelumasan memiliki beberapa fungsi penting seperti berikut:

- Meminimalisir keausan (*wear reduction*)

Tiga penyebab utama dari keausan ialah abrasi, kontak logam dan logam, dan korosi. Laju keausan yang terjadi pada mesin sangat bergantung pada kesesuaian oli pelumas. Saat oli memiliki viskositas yang

tepat dan karakteristik anti-aus yang memadai, keausan dapat dipertahankan pada tingkat yang rendah. Tingkat keausan juga dapat meningkat ketika laju aliran oli yang berkurang dan distribusi oli yang buruk [8].

- Pendinginan mesin (*cooling*)
Fungsi dari sistem pelumasan sebagai pendingin diperlukan untuk menghindari kerusakan dan kegagalan mesin akibat panas berlebih dan distorsi termal. Panas yang diserap oli dapat didisipasikan oleh radiasi alami atau melalui pendingin oli, seperti *oli cooler* [8].
- Penyegelan (*seal*)
Penyegelan yang efektif diperlukan untuk meminimalkan semburan udara dan mempertahankan daya dan efisiensi. Efektivitas penyegelan dipengaruhi oleh kuantitas dari oli, ketika oli terlalu sedikit menyebabkan penyegelan yang buruk dan dapat mengakibatkan keausan cepat. Sedangkan oli yang terlalu banyak dapat menyebabkan banyak oli terpapar kondisi pembakaran, sehingga mengakibatkan konsumsi oli yang tinggi dan peningkatan laju penumpukan kontaminan dalam oli [8].
- Endapan (*Deposit*)
Pelumasan berfungsi untuk mengendalikan endapan, mencapai umur panjang dan kinerja mesin yang efisien. Pembentukan endapan dipengaruhi oleh desain mesin, kondisi pengoperasian, perawatan, pembakaran bahan bakar dan kinerja oli. Pengendapan ini mempengaruhi output daya mesin, kebisingan, kelancaran, keekonomisan, masa pakai, dan biaya perawatan. Sebagian besar endapan terbentuk karena residu pembakaran padat, oli pelumas dalam berbagai tahap dekomposisi dan residu dari aditif oli pelumas. Oli dengan stabilitas termal tinggi diformulasikan memiliki kecenderungan rendah membentuk deposit yang menempel di ruang bakar [8].

Dalam mempertahankan kinerja sistem pelumasan pada mesin maka perlu memperhatikan karakteristik oli, yaitu viskositas. Suhu pada mesin yang bervariasi, jauh dibawah 0°C atau bahkan jauh diatas 100°C mengharuskan untuk mempertahankan viskositas. Jika viskositas oli yang terlalu rendah (oli terlalu encer) akan mengurangi kekuatan lapisan oli sehingga melemahkan kemampuan mencegah kontak pada permukaan logam dan logam lainnya, sedangkan viskositas tinggi pelumasan tidak maksimal karena oli sulit mengalir ke seluruh bagian mesin [3]. Sehingga diperlukan aditif dalam oli yang disebut *VI Improver* untuk mempertahankan viskositas yang membantu meminimalkan konsekuensi buruk dari fluktuasi suhu yang besar. *VI Improver* ialah polimer rantai panjang yang kurang larut dalam oli dingin namun lebih larut pada oli hangat [9]. Saat oli dingin, *VI Improver* akan melipat dalam dirinya dan memberikan hambatan yang lebih kecil terhadap aliran oli sehingga memudahkan dalam keadaan dingin [9].

Sedangkan ketika oli panas, *VI Improver* akan mengembangkan menjadi kumparan yang longgar sehingga viskositas oli meningkat dan melindungi komponen [9]. Salah satu klasifikasi viskositas oli pelumas ditetapkan oleh *Society of Automotive Engineers* (SAE), khususnya pada standar SAE J300.

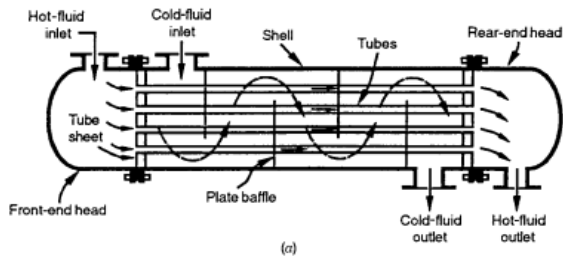
2.3 Penukar Panas (*Heat Exchanger*) berdasarkan Kontruksinya

Penukar panas atau biasa disebut dengan *Heat Exchanger* ialah perangkat yang digunakan untuk mentransfer energi termal antara dua fluida. Penukar panas diklasifikasikan dalam berbagai hal, salah satunya ialah berdasarkan fitur kontruksinya [10][11]. Terdapat empat tipe utama kontruksi *heat exchanger*, yaitu *tubular exchanger*, *plate exchanger*, *extended-surface exchanger*, dan *regenerative exchanger* [11]. Setiap tipe ini memiliki kelebihan dan keterbatasan yang berbeda sesuai dengan sifat fluida, suhu dan lain hal.

2.3.1. Tubular Exchanger

Heat exchanger tipe tubular umumnya dibangun dari tabung melingkar (*circular tubes*) yang ditempatkan dalam sebuah shell silindris [11][12]. Umumnya pada *heat exchanger* ini fluida akan mengalir di dalam tabung (*tube side*) dan fluida lainnya akan melintas di luar tabung (*shell side*) [12][11]. Tipe ini memiliki keunggulan utama yaitu fleksibilitas dikarenakan diameter, panjang dan susunan tabung dapat disesuaikan, selain itu kemampuan beroperasi dalam kondisi ekstrem seperti pada tekanan hingga 100 Mpa dan temperatur mencapai 1100°C[11]. Tubular heat exchanger terbagi menjadi tiga kategori utama, antara lain *shell and tube exchanger*, *double-pipe heat exchanger*, dan *spiral tube heat exchanger* [11].

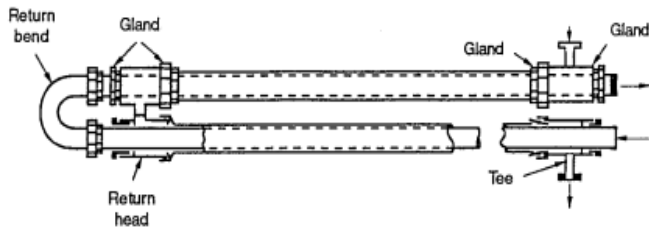
Shell and tube exchanger merupakan jenis yang paling umum, jenis ini digunakan luas di industri minyak, kimia, hingga pembangkit listrik karena keandalannya. Variasi kontruksi internal pada *heat exchanger* ini digunakan untuk mengatur kinerja perpindahan panas, mencegah kebocoran, menahan tegangan termal, dan juga memudahkan pembersihan. Adapun standar yang digunakan pada desain umumnya mengacu pada TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) dan ASME *Boiler and Pressure Vessel Code*[11]. *Shell and tube HE* dapat menangani kondisi ekstrem seperti tekanan ultra tinggi hingga vakum, suhu ekstrem di industri dan berbagai masalah khusus seperti getaran, *fouling* berat, erosi, dan korosi [11].



Gambar 4. Shell and Tube Exchanger

(sumber : FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN)

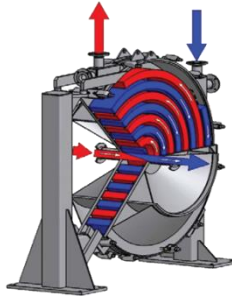
Double-Pipe Heat Exchanger merupakan *heat exchanger* dengan dua pipa konsentris, dimana fluida satu mengalir di dalam pipa bagian dalam dan fluida lain di annulus diantara kedua pipa. Untuk mendapatkan efektivitas yang maksimum, aliran biasa dibuat *counterflow*. Kelebihan dari *heat exchanger* ini ialah mudah dibersihkan, Mac cocok untuk kapasitas kecil ($<50\text{m}^2$ luas perpindahan panas) [11]. Sedangkan kekurangan nya ialah membutuhkan biaya yang relatif mahal per unit luas dibanding *shell and tube*, sehingga lebih sering digunakan pada aplikasi terbatas atau tekanan tinggi [11].



Gambar 5. Double Pipe Heat Exchanger

(sumber: FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN)

Spiral Tube Heat Exchanger merupakan penukar panas dengan satu atau lebih kumparan pipa spiral yang dipasang pada shell. Kelebihan dari tipe ini ialah laju perpindahan panas yang lebih tinggi daripada tabung lurus, dan dapat mengakomodasi banyak permukaan dalam ruang kecil [11]. Namun HE ini sangat sulit untuk dibersihkan sehingga hanya terbatas pada fluida bersih [11].



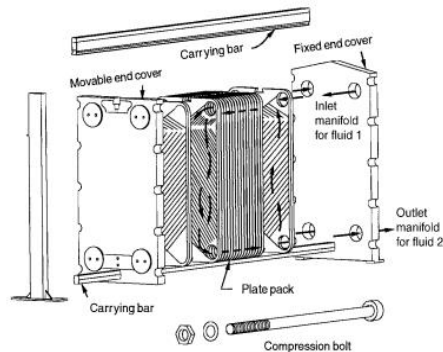
Gambar 6. Spiral Tube Heat Exchanger

(sumber: *FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN*)

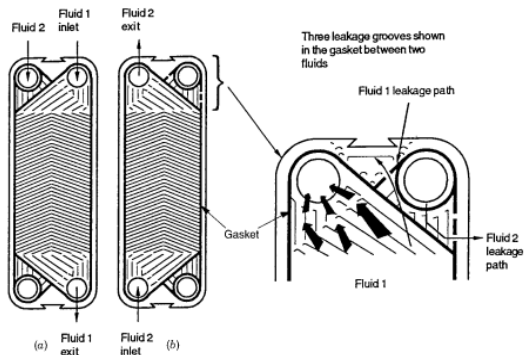
2.3.2. Plate Heat Exchanger

Heat exchanger tipe pelat terbuat dari pelat tipis dengan permukaan bergelombang sehingga membentuk jalur aliran fluida yang sempit, berliku, dan sangat turbulen, desain seperti ini dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas dan memberikan fleksibilitas yang tinggi karena jumlah pelat yang dapat diatur [11]. Penukar panas tipe pelat dapat diklasifikasikan menjadi *gasketed plate heat exchanger*, *welded plate exchanger*, *brazed plate exchanger*, dan *spiral plate exchanger* [11].

Gasketed plate heat exchanger ialah salah satu jenis penukar panas tipe pelat yang disusun sejajar oleh sejumlah pelat logam tipis berbentuk persegi panjang dengan dipisahkan oleh *gasket elastomer* di sekelilingnya dalam sebuah frame [11]. Frame pada konstruksi ini memiliki penutup ujung tetap (*fixed end cover*) dengan port penghubung, dan penutup ujung bergerak (*movable end cover*) untuk memberikan tekanan yang cukup pada gasket agar mencegah kebocoran antar pelat [13][11]. Dalam heat exchanger ini memiliki empat lubang pada keempat sudutnya sebagai port masuk dan keluar kedua fluida, lubang-lubang ini akan membentuk saluran distribusi (*header*) dan mengatur arah aliran fluida pada setiap sisi pelat. Permukaan pelat dibuat dengan pola bergelombang (*corrugated*) untuk memperluas area kontak dan meningkatkan turbulensi dan gaya geser fluida sehingga koefisien perpindahan panas yang dihasilkan meningkat dan menurunkan resiko *fouling* [11].



Gambar 7. Gasketed Plate and Frame Heat Exchanger
(sumber : FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN)

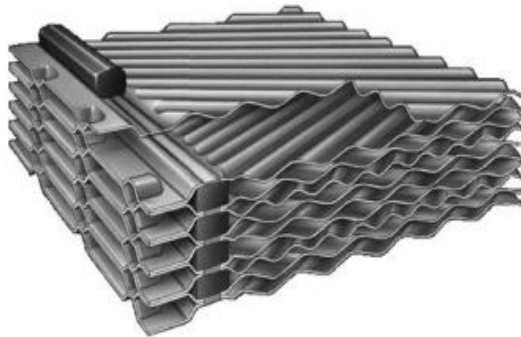


Gambar 8. . Pelat yang menunjukkan gasket di sekitar port
(sumber: FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN)

Gasketed plate heat exchanger memiliki kelebihan dibanding penukar jenis lain dikarenakan mudah untuk dibongkar ketika dibersihkan atau diperiksa tanpa perlu melepas pipa sambungan. Area permukaan HE juga dapat diubah atau diatur dengan mudah untuk mendapatkan kapasitas perpindahan panas sesuai kebutuhan. Selain itu tingkat *fouling* yang rendah dapat memberikan efisiensi termal tinggi dan kemampuan suhu yang presisi [11]. Dengan kelebihan penukar panas ini, namun memiliki keterbatasan operasional seperti tekanan maksimum operasi hanya mencapai 3MPa (435 psig) dan biasa digunakan dibawah 1 Mpa (150 psig)[11]. Selain itu suhu operasi dibatasi oleh ketahanan dari bahan gasket yang hanya sampai 150-260°C, hal ini tergantung jenis material yang digunakan pada gasket, seperti nitrile, toksik, EPDM, atau viton[11]. PHE tipe gasket ini juga tidak dapat digunakan pada fluida berpartikel, erosif, toksik, atau sangat kental

yang dapat menyebabkan penyumbatan pada saluran sempit atau kebocoran akibat degradasi gasket [11].

Selain *gasketed* terdapat tipe penukar panas *welded* atau dilas merupakan pengembangan yang dilakukan untuk mengatasi keterbatasan oleh *gasketed plate heat exchanger*, terkhusus pada suhu, tekanan, dan kompatibilitas fluida dimana hanya membatasi operasi di tekanan <1 MPa dan suhu diantara 150-260°C[11]. Pada *welded plate heat exchanger* desain yang digunakan ialah dua pelat atau lebih disambung menggunakan las disepanjang keliling gasket dipasang, membentuk kanal tertutup yang tahan tekanan. Untuk menjaga presisi tinggi dan meminimalisir distorsi termal pada pelat logam tipis dilakukan teknologi laser welding [11]. Dengan konfigurasi ini mengakibatkan peningkatan batas operasi, sehingga dapat menahan tekanan hingga 4 MPa (580 psig) dengan suhu operasi mencapai 350°C (660°F)[11].



Gambar 9. Bagian dari *Welded Plate Heat*

(sumber: *FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN*)

Salah satu bentuk umum dari *welded plate heat exchanger* adalah semi-welded design, pelat dilas pada salah satu sisi fluida sedangkan sisi lain menggunakan gasket [11][14]. Pemilihan bentuk ini dapat memudahkan pembersihan dan perawatan di sisi yang lebih kotor serta tetap memberikan ketahanan tinggi pada sisi fluida korosif atau bertekanan tinggi. Variasi lain dari *welded plate heat exchanger* ini termasuk *fully welded plate heat exchanger*, *spiral plate exchanger* dan *plate and shell exchanger*, yang masing-masing dikembangkan dengan spesifikasi untuk memenuhi kebutuhan aplikasi dengan mempertahankan efisiensi termal tinggi khas *plate heat exchanger*[11].

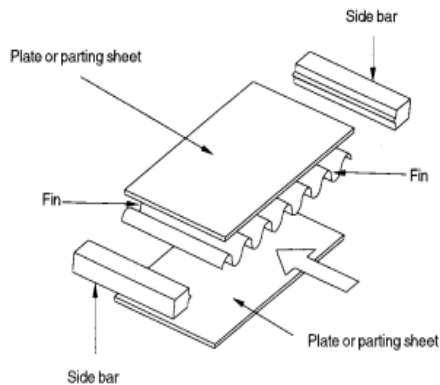
Keunggulan tipe *welded* dibandingkan tipe *gasketed* ialah daya tahan mekanik dan termal yang lebih tinggi, sehingga cocok untuk fluida korosif seperti asam, amonia atau refrigeran industri serta dapat menangani tekanan tinggi [11]. *Welded plate heat exchanger* juga dapat meminimalisir kehilangan panas akibat kebocoran antar plate karena sambungan las bersifat permanen. Selain itu *welded*

PHE memungkinkan penggunaan diperbaiki konfigurasi aliran (*multi-pass* dan *multi-stream*), memungkinkan pertukaran panas antar lebih dari dua fluida sekaligus (contoh *platural heat exchanger*, menangani 4 aliran fluida).

Meskipun dengan berbagai keunggulan konfigurasi *welded plate heat exchanger* memiliki beberapa keterbatasan operasional. Desain yang dilas permanen membuat unit tidak memungkinkan dibongkar untuk melakukan pembersihan mekanis, sehingga hanya cocok untuk fluida bersih dan rendah potensi *fouling* [11][14]. Selain itu biaya awal pembuatan relatif tinggi karena proses fabrikasi dan penjelasan presisi tinggi diperlukan.

2.3.3. Extended-surface Heat Exchanger

Tipe ketiga dalam pengelompokan *heat exchanger* berdasarkan fitur konstruksinya ialah *extended surface heat exchanger*. Tipe ini menggunakan permukaan perpindahan panas yang diperluas, seperti sirip (*fins*) untuk meningkatkan luas area kontak antar fluida dan permukaan logam tanpa memperbesar volume total alat [11]. Desain permukaan yang sering kali digunakan ialah *plate-fin*, *tube-fin*, dan *louvered-fin* dengan konfigurasi yang disesuaikan untuk mencapai keseimbangan laju aliran panas, *pressure drop*, serta efisiensi pembersihan [11]. Dikarenakan karakteristik dari tipe ini ialah paling tidak satu sisi fluida merupakan gas dan fluida merupakan fluida bersih tidak korosif, maka tipe ini cocok untuk pendinginan gas buang, dan sistem penukar panas refrigerant [11].



Gambar 10. Extended Surface Heat Exchangers

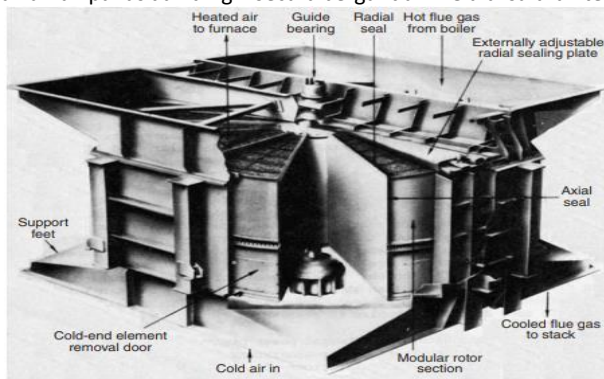
(sumber : *FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN*)

Keunggulan dari tipe *extended surface heat exchanger* ialah dapat menghasilkan efisiensi perpindahan panas tinggi dengan ukuran kecil dan berat rendah, serta pengaturan luas permukaan pada sisi panas dan dingin fleksibel sesuai kebutuhan desain. Namun terdapat beberapa keterbatasan, seperti

tekanan dan temperatur operasi, hal ini karena sambungan antar fins biasanya dibuat dengan teknik *brazing* atau *mechanical expansion* yang sensitif terhadap tegangan termal tinggi, tipe ini juga rentan *fouling* dan penyumbatan akibat bentuk saluran yang sempit [11].

2.3.4. Regenerative Heat Exchanger

Regenerative heat exchanger ialah tipe penukar panas yang fluida panas dan dingin nya lewat tidak bersamaan atau dalam waktu bergantian [11]. Material padat dalam regenerator berfungsi sebagai penyimpan panas sementara (*storage matrix*). Fluida panas akan melewati *matrix* dan mentransfer panas ke material ini yang kemudian fluida dingin akan mengalir ke matriks yang sama untuk menyerap panas yang telah disimpan. Keunggulan dari tipe ini ialah efisiensi termal dapat melebihi 85%. Namun tipe ini memiliki keterbatasan, yaitu kompleksitas mekanis, potensi kebocoran fluida antara sisi panas dan dingin, serta penurunan performa akibat *fouling* pada material matriks [11]. Tipe ini diklasifikasikan menjadi dua jenis utama, yaitu *rotary (continuous) regenerators* yang dimana matriks akan berputar secara terus menerus antara fluida panas dan dingin secara kontinu dan *stationary (periodic) regenerator* yang menggunakan katup atau sistem *switching* yang mengarahkan aliran panas dan dingin secara bergantian melalui saluran tetap [11].



Gambar 11. Regenerative Heat Exchanger

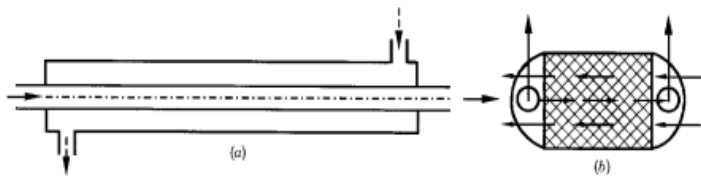
(sumber : FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN)

2.4. Penukar Panas (*Heat Exchanger*) berdasarkan Aliran Fluida

Dalam sistem heat exchanger arah fluida sangat mempengaruhi perpindahan panas yang terjadi. Sehingga *heat exchanger* dibagi berdasarkan arah aliran fluida, yaitu:

2.4.1. Counterflow

Counterflow adalah aliran fluida yang mengalir satu kali melewati arah yang berlawanan dalam inti penukar panas (*within the core*) [11][13]. Konsep ini paling efisien dibandingkan tipe lainnya, efektivitas yang tinggi, hal ini dikarenakan perubahan suhu kedua fluida terjadi paling besar dengan UA dan laju aliran fluida yang sama [11]. Selain itu *counterflow* mencegah *gradien temperature* ekstrem yang dapat terjadi tegangan termal pada dinding penukar panas. Konfigurasi *counterflow* pada tipe *plate-fin heat exchanger* memiliki kendala manufaktur [11]. Agar mendapatkan *counterflow* yang sempurna, saluran fluida harus dipisahkan dengan tepat di setiap ujung, dengan rancangan *header (inlet-outlet manifold)* menjadi kompleks [11].



Gambar 12. . (a) Counterflow pada Double-Pipe Heat Exchanger (b) Counterflow pada Plate-fin Exchangers

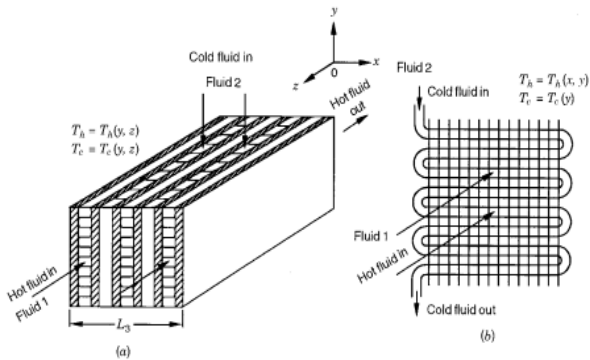
(sumber : FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN)

2.4.2. Paralelflow

Konfigurasi *parallelflow* ialah fluida yang mengalir sejajar dalam arah yang sama, fluida masuk di sisi dan keluar bersamaan di sisi lainnya [11][13]. *Parallelflow* memiliki efektivitas paling rendah dibanding *single flow exchanger* yang lainnya jika dibandingkan kondisi UA, laju aliran fluida (c) dan suhu inlet yang sama. Namun *parallelflow* memiliki keunggulan temperature dinding cenderung stabil di sepanjang pipa, risiko korosi yang lebih rendah, dan kestabilan perubahan laju aliran [11].

2.4.3. Crossflow

Crossflow merupakan konfigurasi di mana dua fluida mengalir tegak lurus (bersilang) satu sama lain, fluida panas dan dingin akan melewati permukaan perpindahan kalor dengan arah aliran saling *ortogonal* (90°) [11][13].



Gambar 13. a) Crossflow pada Plate-fin Heat Exchanger (b) Crossflow pada Tube-fin Exchangers
(sumber : FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN)

2.5. Analisis Kinerja Termal

Perpindahan panas pada operasi *heat exchanger* merupakan proses yang melibatkan perpindahan energi termal dari fluida dengan suhu tinggi ke fluida dengan suhu rendah melalui suatu dinding pemisah, hal ini sesuai dengan hukum kedua termodinamika, dimana panas akan selalu mengalir dari suhu tinggi ke rendah [11]. Terdapat tiga mode dasar yang terjadi pada *heat exchanger*, yaitu konduksi yang terjadi melalui material padat (dinding tabung/pelat), konveksi yang terjadi melalui fluida bergerak (antara dinding dan fluida), dan radiasi melalui gelombang elektromagnetik [11][13][17].

Pada hukum termodinamika satu volume kendali setiap penukar panas antar dua fluida menghasilkan energi keseluruhan secara berikut: [14][15]

$$Q = Ch(T_{h_{inp}} - T_{h_{out}}) \quad (2.1)$$

$$Q = Cc(T_{c_{out}} - T_{c_{inp}}) \quad (2.2)$$

Dimana C adalah laju aliran kapasitas kalor pada fluida atau hasil kali dari laju alir massa (m) dan kalor jenis (cp). Dan perbedaan suhu antara fluida panas (oli) dan fluida dingin (air) yang bervariasi, sehingga pada beban kalor total (Q) direpresentasikan dengan ΔT_m [11][14][15][16].

$$Q = \frac{\Delta T_m}{(UA)^{-1}} \quad (2.3)$$

$$Q = \Delta T_m UA \quad (2.4)$$

Keterangan

Q : Beban kalor (W)

ΔT_m : Perbedaan suhu antara fluida panas (oli) dan fluida dingin (air) ($^{\circ}C$)

U : Koefisien perpindahan panas keseluruhan ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$)

A : Luas penampang permukaan (m²)

Selanjutnya dalam menganalisis termal atau perpindahan panas terdapat beberapa metode, antara lain:

2.5.1. Metode Log Mean Temperature Different (LMTD)

Perbedaan suhu rata-rata antara fluida panas dan dingin di sepanjang *heat exchanger* dapat dinyatakan dalam persamaan [14][15] :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (2.5)$$

Keterangan

ΔT_m : Perbedaan suhu antara fluida panas (oli) dan fluida dingin (air) (°C)

ΔT_1 : Perbedaan suhu antara aliran fluida panas dan dingin di satu ujung (°C)

ΔT_2 : Perbedaan suhu antara aliran fluida panas dan dingin di ujung lain (°C)

Penggunaan metode ini akan memberikan analisis pendekatan (*approximation*) dikarenakan koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) pada kenyataannya tidak konstan, nilai U yang bervariasi ini secara longitudinal maupun lateral diakibatkan oleh distribusi suhu, aliran, ataupun *fouling*. Dalam sistem *multi-pass arrangement* bentuk aliran tidak lagi murni *counter-flow* sehingga diperlukan faktor koreksi, yang dinyatakan secara matematis [14][15][16]:

$$Q = (UA) F \Delta T_{LMTD, CF} \quad (2.6)$$

Nilai F selalu kurang dari 1 untuk semua konfigurasi selain *counter-flow* dan *parallel-flow* [14][10].

$$F = \phi(P, R, flowarrangement) \quad (2.7)$$

$$P = \frac{(T_{Cout} - T_{Cinp})}{(Th_{inp} - T_{Cinp})} = \left(\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}} \right) \quad (2.8)$$

$$R = \frac{(Th_{inp} - Th_{out})}{(T_{Cout} - T_{Cinp})} = \left(\frac{Cc}{Ch} \right) \quad (2.9)$$

2.5.2. Metode ϵ -NTU

Meskipun metode LMTD banyak digunakan, namun metode tersebut hanya efisien jika seluruh suhu dari kedua fluida masuk dan keluar diketahui. Jika terdapat kekurangan data, perhitungan akan membutuhkan iterasi berulang. Untuk mengatasi hal tersebut terdapat metode alternatif *effectiveness* -NTU [14].

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.10)$$

$$Q_{max} = C_{min}(Th_{inp} - T_{Cinp}) \quad (2.11)$$

Dimana C min adalah nilai terkecil antara Ch atau Cc, sehingga nilai NTU atau jumlah unit perpindahan panas ialah [14]:

$$NTU = \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) \quad (2.12)$$

Dalam metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) digunakan untuk mengukur suhu rata-rata yang menyebabkan proses perpindahan panas, sedangkan metode efektivitas (ϵ) digunakan untuk mengukur rasio laju perpindahan panas (Q) terhadap laju perpindahan panas maksimum secara teoritis (Q_{max}) yang mungkin dapat dicapai [17]. Kinerja sistem penukar panas dapat dipengaruhi oleh laju aliran massa, dimana ketika laju aliran massa meningkat maka perpindahan panas akan meningkat akibat peningkatan turbulensi fluida di antara pelat, yang akan meningkatkan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) [16][18][19][20][21]. Selain itu, kinerja sistem penukar panas juga dipengaruhi oleh kondisi eksternal seperti suhu lingkungan (*ambient temperature*). Suhu lingkungan yang tinggi dapat meningkatkan kehilangan panas ke udara bebas, hal ini akan menurunkan nilai LMTD dan efisiensi total [19][22]. Faktor eksternal lain yang mempengaruhi kinerja perpindahan panas pada *Heat Exchanger* ialah *fouling* (penumpukan endapan pada permukaan perpindahan panas)[23].

Adapun pada *Heat Exchanger* tipe arah berlawanan (*counter flow*) memiliki efisiensi perpindahan panas yang lebih efektif dibanding tipe searah (*parallel flow*)[24]. Desain yang dipilih dalam geometri pelat (seperti sudut dan kedalaman *corrugation*) juga sangat mempengaruhi ke efektifan proses laju perpindahan panas. Pelat dengan dimensi yang besar tidak berarti memberikan performa yang baik [25]. Ketika dimensi pelat yang besar, distribusi kecepatan fluida di kanal ujung akan tidak seragam dan dapat menurunkan efisiensi perpindahan panas [25]. Namun salah satu cara untuk mendapatkan peningkatan efisiensi dapat dengan menambahkan jumlah pelat pada *Heat Exchanger* (HE) [26]. Ketika jumlah pelat ditambah, maka akan bertambah pula luas area perpindahan panas, sehingga energi panas dari fluida panas akan ditransfer lebih efektif [26].

2.6. Dasar Analisis Statistika dan Visualisasi Data

Statistika ialah kata yang berakar dari bahasa Latin *state* yang memiliki arti “Negara” atau “Pemerintahan”, kata *statistic* sendiri awalnya digunakan untuk keterangan-keterangan yang dibutuhkan negara. Definisi dari *statistic* ialah pengumpulan, penyusunan, dan penyajian angka-angka atau catatan yang dikelompokkan untuk ditabulasi [28]. Dalam penelitian, statistika dibedakan menjadi dua kategori utama:

- Statistika Deskriptif :

Hal ini berfokus pada upaya untuk mendeskripsikan dan memberikan gambaran mengenai objek yang diteliti melalui penyajian data (tabel/diagram) dan perhitungan nilai pusat (rata-rata, modus, median) serta sebaran data (simpangan baku) tanpa menarik kesimpulan umum [28]

- Statistika Inferensial (Induktif) :

Statistika jenis ini diorientasikan pada penarikan kesimpulan atau generalisasi terhadap populasi berdasarkan data sampel, yang umumnya dilakukan melalui proses pendugaan dan uji hipotesis [28].

Oleh karena itu, pembahasan selanjutnya difokuskan pada koefisien korelasi dan analisis variansi sebagai alat analisis statistik, serta visualisasi data dalam statistika sebagai sarana pendukung untuk memahami pola, tren, dan karakteristik data yang lebih jelas

2.6.1. Koefisien korelasi dan Analisis Variansi

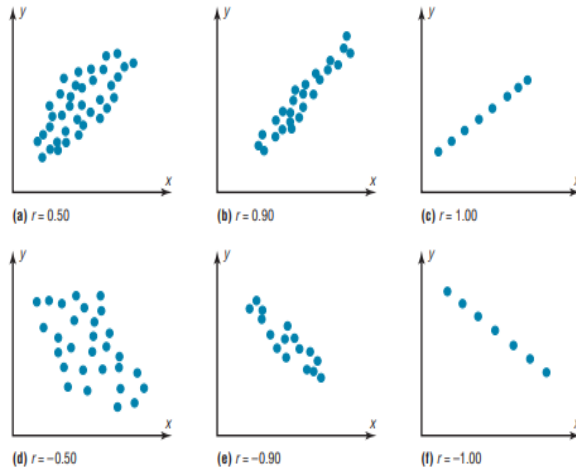
Dalam analisis statistika inferensial, koefisien korelasi (r) merupakan ukuran yang digunakan untuk menentukan derajat atau tingkat keeratan hubungan antara dua variabel kuantitatif, variabel independen (X) dan variabel dependen (Y) [27][28]. Analisis ini sangat penting untuk menjawab pertanyaan apakah terdapat hubungan linear antar variabel yang diteliti serta seberapa kuat hubungan tersebut. Meskipun analisis regresi dapat menggambarkan bentuk hubungan fungsional, koefisien korelasi digunakan untuk menilai kekuatan hubungan tersebut dan mengevaluasi apakah persamaan regresi yang dihasilkan cukup representatif dalam menaksir nilai variabel dependen.

Besarnya nilai koefisien korelasi berkisar 0 sampai dengan ± 1 dengan interpretasi sebagai berikut:

- **Nilai $R = 0$** : menunjukkan tidak adanya hubungan antar kedua variabel[27][28]
- **Nilai $R = \pm 1$** : menunjukkan adanya hubungan yang sempurna[27][28]

*Tanda positif (+) menunjukkan hubungan yang searah (X naik, maka Y naik) [27].

*Tanda negatif (-) menunjukkan hubungan berlawanan arah (X naik, maka Y turun) [27].



Gambar 14. Contoh Grafik berdasarkan Nilai R

(Sumber: *Elementary Statistics: A Step By Step Approach*)

Secara matematis, koefisien korelasi dapat dihitung dengan rumus berikut [27] :

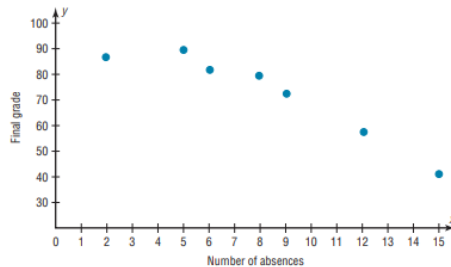
$$r = \frac{n(\sum xy) - (\sum x)(\sum y)}{\sqrt{[n(\sum x^2) - (\sum x)^2]} \sqrt{[n(\sum y^2) - (\sum y)^2]}} \quad (3.14)$$

Koefisien korelasi juga dapat digunakan dalam proses analisis dan prediksi, dimana ketika hubungan antarvariabel kuat akan menghasilkan tingkat ketepatan prediksi yang lebih tinggi, sedangkan hubungan antarvariabel yang lemah akan menyebabkan hasil prediksi menjadi kurang akurat. Oleh karena itu pemahaman terhadap nilai dan interpretasi koefisien korelasi menjadi dasar penting dalam mengambil keputusan berbasis data pada berbagai bidang, seperti pendidikan, bisnis, kesehatan, dan teknik.

2.6.2. Visualisasi Data dalam Statistika

Visualisasi data ialah salah satu metode penting dalam statistika deskriptif yang digunakan untuk menyajikan data dalam bentuk grafis atau visual. Setelah data diorganisasi ke dalam distribusi frekuensi, data tersebut akan ditampilkan dalam bentuk grafis untuk memudahkan pemahaman [27]. Grafis statistika tidak hanya berfungsi untuk mendeskripsikan data, namun juga untuk menganalisis pola, kecenderungan, dan karakteristik suatu data set.

- *Scatter Plot*



Gambar 15. Contoh Scatter Plot

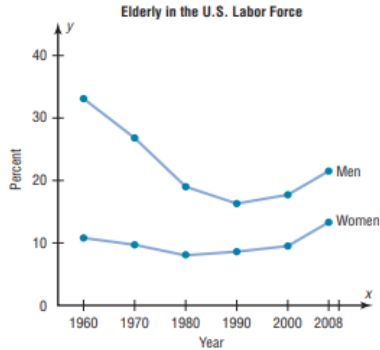
(Sumber: *Elementary Statistics : A Step By Step Approach*)

Dalam melihat hubungan antar variabel dalam studi korelasi dan regresi sederhana, peneliti akan mengumpulkan data dua variabel numerik atau kuantitatif [27]. Untuk menggambarkan hubungan antar variabel tersebut dapat digunakan grafik yang disebut *scatter plot* (diagram pencar). Pada *scatter plot*, variabel independen (X) diplotkan pada sumbu horizontal, sedangkan variabel dependen (Y) diplotkan pada sumbu vertikal [27]. Skala sumbu ditentukan berdasarkan nilai minimum dan maksimum data yang digunakan [27].

Berdasarkan pola titik-titik ini pula dapat mendeteksi hubungan antarvariabel. Hubungan positif akan memiliki kenaikan nilai variabel X yang diikuti kenaikan nilai variabel Y [27]. Sebaliknya, hubungan negatif ditunjukkan dengan kenaikan nilai variabel X yang diikuti dengan penurunan nilai variabel Y. Selain itu apabila titik penyebaran acak dan tidak membentuk pola, maka hubungan antarvariabel tidak jelas [27].

- **Time Series Graph**

Time series graph ialah salah satu visualisasi data yang menyajikan data yang dikumpulkan secara berurutan dalam rentang waktu tertentu. Grafik ini memungkinkan peneliti untuk mengamati perubahan, kecenderungan atau pola data dari waktu ke waktu [27]. *Time series graph* juga dapat digunakan untuk membandingkan dua atau lebih data set dalam satu grafik yang sama, yang dikenal dengan *compound time series graph* [27]. Melalui *compound time series graph*, perbedaan pola, tren, dan laju perubahan antar kelompok data dapat dianalisis secara simultan [27].



Source: Bureau of Census, U.S. Department of Commerce.

Gambar 16. Compound Time Series Graph

(Sumber: *Elementary Statistics: A Step By Step Approach*)

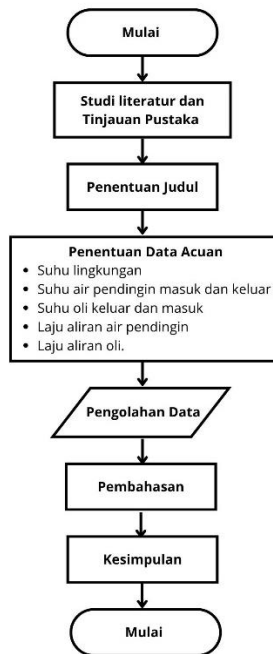
Dengan demikian, *time series graph* memiliki peran penting dalam analisis data yang bersifat temporal, terutama untuk mengidentifikasi kecenderungan jangka panjang, perubahan signifikan pada periode tertentu, serta perbandingan dinamika antarvariabel dalam suatu interval waktu yang sama.

Bab 3. Metodologi Penelitian

3.1. Diagram Alir

Penelitian ini menggunakan pendekatan kuantitatif dengan menggambarkan berdasarkan data numerik yang diperoleh di lapangan. Pendekatan ini akan digunakan untuk menganalisis kinerja termal dari *Heat Exchanger* pada sistem pendingin lube oil di *Steam Turbine Generator* (STG) dengan memperhatikan fluktuasi suhu ambient.

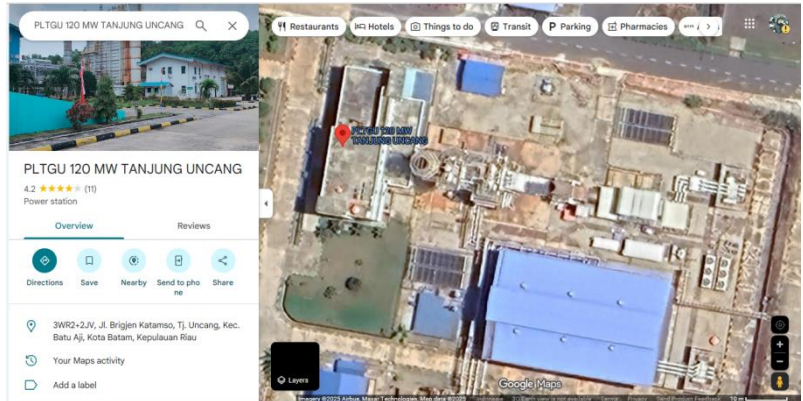
Untuk melakukan penelitian pada *Heat Exchanger Lube oil* di *Steam Turbine Generator* maka akan dilakukan beberapa langkah sebagai berikut:



Gambar 17. Diagram Alir Penelitian

3.2. Lokasi dan Objek Penelitian

Penelitian dilaksanakan di PLTGU Tanjung Uncang PT PLN Batam yang memiliki *Steam Turbine Uap* (STG) dengan media penukar panas pada sistem *lube oil* menggunakan *Plate Heat Exchanger* (PHE). Penelitian ini dilakukan pada 29 September 2025 – 12 Oktober 2025



Gambar 18. Lokasi PLTGU Tanjung Uncang
(Sumber: Google Maps)

Objek Penelitian ini ialah *Plate Heat Exchanger* sebagai media penukar panas pada sistem *Lube Oil* di *Steam Turbine Generator* (STG). PHE yang digunakan



Gambar 19. Plate Heat Exchanger (PHE) di Steam Turbine Generator (STG)
(sumber : Foto Pribadi)

Dengan klasifikasi *Plate Heat Exchanger* sebagai berikut :

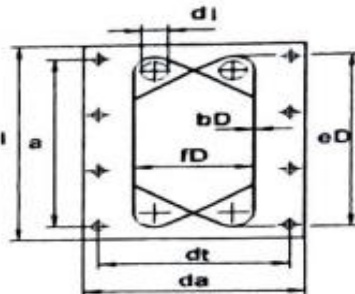
GEA Ecoflex GmbH Karl-Schiller-Str. 1-3 31157 Sarstedt, Germany Phone +49 5066 601 0 Fax +49 5066 601 105 www.gea-phe.com					
Name Plate					
Leistungsschild für Wärmetauscher					
Plaque d'identification de l'échangeur de chaleur					
Wärmetauscher Type				NT100M BA-150	
Echangeur de chaleur					
Serial no.				121/12383	
Fabrik-Nr.					
No. de fabr.					
min./max. allowable pressure					
min./max. zul. Druck (PS)					
P min./max. de service					
		0.0 / 10.0	0.0 / 10.0		
min./max. allowable temp.					
min./max. zul. Temp. (TS)					
T min./max. de service					
Test pressure					
Prüfdruck (PT)					
Pression d'épreuve					
Volume					
Volumen (V)					
Content					
Net weight					
Leergewicht					
Poids à vide					
Year of constr.		ST1MAV30AC010			
Herstellungsjahr					
Année de fabr.					
"a"					
max					
"a"					
min					





9362-133

Gambar 20. Namplate Plate Heat Exchanger
(Sumber: Manual Book)



Gambar 21. Ukuran Gasket Pelat Heat Exchanger
(Sumber: Manual Book)

- Horiz. Gasket distance (fD) : 396.0 mm
- Vertikal gasket distance (eD) : 1249.0 mm
- Luas per pelat : 0.494604 m²
- Jumlah pelat : 181

Kemudian suhu masuk dan suhu keluar fluida pada *heat exchanger* berdasarkan desain sebagai berikut:

- Inlet temperature water : 40
- Inlet temperature oil : 67.6
- Outlet temperature water : 46
- Outlet temperature oil : 49

Adapun oli yang digunakan sebagai pelumas pada *lube oil sistem* yang digunakan ialah Shell Turbo S4 GX 46, dengan spesifikasi berikut:

Typical Physical Characteristics

Properties			Method	Shell Turbo S4 GX 46
ISO Viscosity Grade			ISO 3448	46
Kinematic Viscosity	@40°C	mm²/s	ASTM D445	43.5
Kinematic Viscosity	@100°C	mm²/s	ASTM D445	7.50
Viscosity Index			ASTM D2270	139
Density	@15°C	g/cm³	IP 365	0.829
Flash Point (COC)	°C		ASTM D92	245
Pour Point	°C		ASTM D97	-27
Neutralisation Number	mg KOH/g		ASTM D974	0.15
Air Release	@50°C	minutes	ASTM D3427	1
Copper Corrosion	3hr/100°C		ASTM D130	1b
Rust Preventing Properties			ASTM D665 A & B	No Rust
Water Separability	minutes to 3 mL emulsion	minutes	ASTM D1401	15
Steam Demulsibility	seconds		IP 19	95
Foaming Characteristics	tendency, stability	mL/mL	ASTM D892	
Sequence I				0/0
Sequence II				0/0
Sequence III				0/0
Load Carrying - FZG - failure load stage			DIN 51354	11
Oxidation Stability				
RPVOT	minutes		ASTM D2272	1400
Modified RPVOT	% of RPVOT			95%
TOBT lifetime	hour		ASTM D943	10 000+
TOBT 1000hr sludge	mg/kg		ASTM D4310	25
Dry TOBT	@120°C		ASTM D7873	
Sludge Content at 50% RPVOT	mg/kg			26
Time to 50% RPVOT	hours			1450

Gambar 22. Spesifikasi Oli

(Sumber: Web Shell)

Pada sistem *lube oil* ini terdapat rentang suhu yang dijaga, sistem pelumasan diatur agar suhu oli berada pada kisaran 35°C-55°C. Ketika suhu 35°C merupakan batas bawah (*low temperature*) yang menandakan kondisi oli terlalu dingin. Sedangkan ketika suhu 55°C merupakan batas atas (*high temperature*) yang menunjukkan batas maksimum operasi. Kemudian apabila suhu terus meningkat mencapai 65°C sistem akan mengaktifkan proteksi otomatis (HH trip)

3.3. Pengumpulan Data

Pengumpulan data yang dilakukan dalam penelitian ini menggunakan dua tahap yaitu:

3.3.1. Data di *Control Central Room* (CCR)

Pengumpulan data di *Control Central Room* (CCR) dengan memanfaatkan data *history* yang tersimpan. Data yang diambil meliputi suhu lingkungan (*ambient temperature*), suhu air pendingin masuk dan keluar *Heat Exchanger* (HE), suhu *lube oil* keluar dan masuk *Heat Exchanger* (HE), laju aliran air pendingin, laju aliran

oli. Data ini akan digunakan untuk menganalisis kinerja termal dari *Plate Heat Exchanger* (PHE) berdasarkan kondisi aktual.

3.3.2 Observasi Lapangan dan Wawancara

Observasi disertai tanya jawab dengan operator dan pembimbing lapangan dilakukan pada *Plate Heat Exchanger* (PHE) sebagai penukar panas pada sistem *lube oil* pada unit *Steam Turbine Generator* (STG) untuk memahami kondisi nyata peralatan, alur sistem, dan titik pengukuran.

3.4. Pengolahan Data

Setelah data-data yang diperlukan diperoleh data akan diolah untuk menyelesaikan penelitian ini dengan perhitungan kinerja termal yang terjadi pada heat exchanger dengan langkah-langkah sebagai berikut:

3.4.1. Perhitungan Nilai LMTD

Parameter suhu oli yang masuk dan keluar *heat exchanger* juga suhu air yang masuk dan keluar *heat exchanger* digunakan untuk mengukur nilai kinerja termal yang terjadi menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD), berikut persamaan yang digunakan [14]:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.1)$$

Keterangan

ΔT_m : Perbedaan suhu antara fluida panas (oli) dan fluida dingin (air) (°C)

ΔT_1 : Perbedaan suhu antara aliran fluida panas dan dingin di satu ujung (°C)

ΔT_2 : Perbedaan suhu antara aliran fluida panas dan dingin di ujung lain (°C)

$$\Delta T_1 = T_{Olimasuk} - T_{Airkeluar} \quad (3.2)$$

$$\Delta T_2 = T_{Olikeluar} - T_{Airmasuk} \quad (3.3)$$

Pada perhitungan LMTD ini tidak diperlukan penggunaan *correction factor* (F) dikarenakan *heat exchanger* (HE) yang digunakan beraliran *counterflow*.

3.4.2. Perhitungan nilai ϵ -NTU

Metode ini akan membandingkan laju perpindahan panas aktual dan laju perpindahan panas maksimum secara teoritis yang dapat terjadi. Berikut merupakan langkah-langkah yang harus dilakukan beserta persamaan nya

[1] Menghitung laju aliran massa

Perhitungan laju aliran massa dilakukan pada kedua fluida, yaitu fluida oli dan air sebagai media pendingin [14]:

$$\dot{m} = \rho \cdot q \quad (3.4)$$

Keterangan:

$\dot{m}$: Laju aliran massa (kg/s)

ρ : Massa Jenis (kg/m^3)
 q : Laju aliran fluida (m^3/s)

- [2] Menghitung laju aliran kapasitas panas fluida
 Perhitungan laju aliran massa dilakukan pada kedua fluida, yaitu fluida oli dan air sebagai media pendingin [17]:

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (3.5)$$

Keterangan:

C : laju aliran kapasitas panas fluida ($\text{KW}/^\circ\text{C}$)
 $\dot{m}$: Laju aliran massa (kg/s)
 C_p : Kapasitas panas ($\text{KJ/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$)

- [3] Menghitung total panas aktual
 Perhitungan dilakukan pada oli selaku media yang akan didinginkan. [14]:

$$Q = C(T_{inp} - T_{out}) \quad (3.6)$$

Keterangan:

Q : Total panas aktual (KW)
 C : laju aliran kapasitas panas fluida ($\text{KW}/^\circ\text{C}$)
 T_{inp} : Suhu oli saat masuk ($^\circ\text{C}$)
 T_{out} : Suhu oli saat keluar ($^\circ\text{C}$)

- [4] Perhitungan Total panas maksimum secara teoritis [14]:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h_{inp}} - T_{c_{inp}}) \quad (3.7)$$

Keterangan:

Q_{max} : Total panas maksimum secara teoritis (KW)
 C_{min} : Nilai terkecil antara C_h atau C_c ($\text{KW}/^\circ\text{C}$)
 T_{inp} : Suhu oli saat masuk ($^\circ\text{C}$)
 T_{out} : Suhu air saat masuk ($^\circ\text{C}$)

- [5] Perhitungan koefisien perpindahan panas [14]:

$$U = \frac{Q}{\Delta T m A} \quad (3.8)$$

Keterangan

U : Koefisien perpindahan panas keseluruhan ($\text{KW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
 Q : Total panas aktual (KW)
 ΔT_m : Perbedaan suhu antara fluida panas (oli) dan fluida dingin (air) ($^\circ\text{C}$)
 A : Luas penampang permukaan (m^2)

- [6] Perhitungan Efeftivitas [14]:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (3.9)$$

Keterangan

ε : efektivitas

- Q : Total panas aktual (KW)
 Q max : Total panas maksimum secara teoritis (KW)
 [7] Perhitungan *number of transfer unit* (NTU) [14]:
- $$NTU = \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) \quad (3.10)$$
- Keterangan
 U : Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m².°C)
 A : Luas penampang permukaan (m²)
 C min : Nilai terkecil antara Ch atau Cc (KW/°C)

Bab 4. Hasil dan Pembahasan

4.1. Data Hasil Penelitian

Pada penelitian dilakukan analisis performa dari *plate heat exchanger* terhadap fluktuasi suhu *ambient* dengan menggunakan data operasional riil yang diperoleh selama dua minggu periode pengamatan. Data operasional ini disajikan secara lengkap dalam bentuk datasheet pada bagian lampiran. Penyajian data ditujukan untuk memberikan transparansi terhadap sumber data yang digunakan dalam proses perhitungan serta memudahkan penelusuran data dasar analisis dalam penelitian ini.

Sebagai bagian dari proses validasi dan pemberian gambaran yang lebih jelas mengenai langkah-langkah perhitungan yang digunakan untuk melihat respon sistem, dipilih dua titik pengamatan yang mempresentasikan kondisi ekstrem selama periode pengamatan, yaitu kondisi dengan suhu *ambient* tertinggi dan suhu *ambient* terendah selama dua minggu periode pengamatan. Pemilihan kondisi ini untuk memetakan dengan jelas pengaruh fluktuasi suhu *ambient*.

Tabel 1. Kondisi Contoh Representif

Kondisi Selama Proses Pengamatan	T <i>Ambient</i> (°C)	T Oli Keluar HE (°C)	T Oli Masuk HE (°C)	T Air Masuk (°C)	T Air Keluar (°C)	Laju Aliran Oli (m ³ /h)	Laju Aliran Air (m ³ /h)
T max 11 Okt 25, 12:00 PM	33.2	53.3	74	37.27	49	108.54	216.6 2
T min 01 Okt 25 08:00 PM	25.9	49.3	70	31.42	44	108.54	204.9 7

Perhitungan pada kedua kondisi ini sebagai contoh representatif untuk menjelaskan prosedur perhitungan yang digunakan dalam penelitian ini, proses analisis performa secara keseluruhan tetap dilakukan dengan menggunakan seluruh data operasional selama dua minggu pengamatan.

4.1.1. Perhitungan Log Mean Temperature Difference (LMTD)

1. Perhitungan Kondisi T max (11 Oktober 2025, 12:00 PM)

- Perhitungan ΔT_1 (Perbedaan suhu antara aliran fluida panas dan dingin di satu ujung) [14] :

$$\Delta T_1 = T_{\text{Oli Masuk}} - T_{\text{Air Keluar}} \quad (4.1)$$

$$= 74^\circ\text{C} - 37.27^\circ\text{C}$$

$$= 25^\circ\text{C}$$

- Perhitungan ΔT_2 (Perbedaan suhu antara aliran fluida panas dan dingin di ujung lain) [14]:

$$\Delta T_2 = T_{\text{Oli Keluar}} - T_{\text{Air Masuk}} \quad (4.2)$$

$$= 53.3^\circ\text{C} - 49^\circ\text{C}$$

$$= 16.03^\circ\text{C}$$

- Perhitungan LMTD [14]:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4.3)$$

$$= \frac{25^\circ\text{C} - 16.03^\circ\text{C}}{\ln \frac{25^\circ\text{C}}{16.03^\circ\text{C}}}$$

$$= 20.18^\circ\text{C}$$

Pada tanggal 11 Oktober 2025 pukul 12:00 Pm, perhitungan LMTD menunjukkan nilai $20,18^\circ\text{C}$ yang mana diperoleh dari hasil selisih antara suhu oli masuk dan keluar dan air pendingin saat masuk dan keluar yang menyempit akibat kenaikan suhu ambient yang mencapai $33,2^\circ\text{C}$. Secara *real-time*, kecil nya nilai LMTD ini mempresentasikan melemahnya gaya dorong (*driving force*) perpindahan panas yang menjelaskan mengapa *heat exchanger* mengalami hambatan dalam membuang panas oli secara optimal saat suhu *ambient* tinggi.

2. Perhitungan Kondisi T min (01 Oktober 2025, 08:00 PM)

- Perhitungan ΔT_1 (Perbedaan suhu antara aliran fluida panas dan dingin di satu ujung) [14]:

$$\Delta T_1 = T_{\text{Oli Masuk}} - T_{\text{Air Keluar}} \quad (4.4)$$

$$= 70^\circ\text{C} - 44^\circ\text{C}$$

$$= 26^\circ\text{C}$$

- Perhitungan ΔT_2 (Perbedaan suhu antara aliran fluida panas dan dingin di ujung lain) [14]:

$$\Delta T_2 = T_{\text{Oli Keluar}} - T_{\text{Air Masuk}} \quad (4.5)$$

$$= 49.3^\circ\text{C} - 31.42^\circ\text{C}$$

$$= 17.88^\circ\text{C}$$

- Perhitungan LMTD [14]:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4.6)$$

$$= \frac{26^\circ\text{C} - 17.88^\circ\text{C}}{\ln \frac{26^\circ\text{C}}{17.88^\circ\text{C}}}$$

$$= 21.69^\circ\text{C}$$

Sebaliknya, pada tanggal 01 Oktober 2025 saat pukul 08:00 Pm, nilai perhitungan LMTD mencapai nilai 21,69°C. Perbedaan suhu antara fluida oli dan air pendingin yang lebar saat suhu *ambient* 25,9°C secara otomatis memperbesar gaya dorong perpindahan panas. Secara *real-time* menunjukkan saat periode ini, daya dorong termal berada pada kondisi prima, sehingga pendinginan oli lebih efisien dan stabil dibanding saat siang hari bersuhu tinggi.

4.1.2. Perhitungan ϵ -NTU

1. Perhitungan Kondisi T max (11 Oktober 25, 12:00 PM)

- Perhitungan Laju Aliran Massa Oli [14]:

$$\dot{m} = \rho \times q \quad (4.7)$$

$$= 829 \text{ kg/m}^3 \times 108.54 \text{ m}^3/\text{H}$$

$$= 89979.66 \text{ kg/H}$$

$$= 24.99 \text{ Kg/s}$$

- Perhitungan Laju Aliran Massa Air

$$\dot{m} = \rho \times q \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned}
 &= 1000 \text{ kg/m}^3 \times 216.62 \text{ m}^3/\text{H} \\
 &= 216620 \text{ kg/H} \\
 &= 60.172 \text{ Kg/s}
 \end{aligned}$$

- Perhitungan Laju Aliran Kapasitas Panas Fluida Oli [17]

$$\begin{aligned}
 C &= \dot{m} \times C_p & (4.8) \\
 &= 216.62 \text{ Kg/s} \times 2.09 \text{ Kj/Kg. } ^\circ\text{C} \\
 &= 52238.192 \text{ W/. } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$
- Perhitungan Laju Aliran Kapasitas Panas Fluida Air [17]

$$\begin{aligned}
 C &= \dot{m} \times C_p & (4.9) \\
 &= 24.99 \text{ Kg/s} \times 4.184 \text{ Kj/Kg. } ^\circ\text{C} \\
 &= 251760.578 \text{ W/. } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$
- Perhitungan Total Panas Aktual (Oli selaku media yang didinginkan) [14]

$$\begin{aligned}
 Q &= C (T_{\text{in}} - T_{\text{out}}) & (4.10) \\
 &= 52238.192 \text{ W/. } ^\circ\text{C} (74 ^\circ\text{C} - 53.3 ^\circ\text{C}) \\
 &= 1081330.564 \text{ W}
 \end{aligned}$$
- Perhitungan Total panas maksimum secara teoritis [14]:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{max}} &= C_{\text{min}} (T_{\text{h in}} - T_{\text{c in}}) & (4.11) \\
 &= 52238.192 \text{ W/. } ^\circ\text{C} (74 ^\circ\text{C} - 37.27 ^\circ\text{C}) \\
 &= 1918708.774 \text{ W}
 \end{aligned}$$
- Perhitungan koefisien perpindahan panas [14]:

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{Q}{\Delta T m A} & (4.12) \\
 &= \frac{1081330.564 \text{ W/. } ^\circ\text{C}}{20.18 ^\circ\text{C} \times 89.523 \text{ m}^2} \\
 &= 598.436 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$
- Perhitungan Efektivitas [14]:

$$\begin{aligned}
 E &= \frac{Q}{Q_{\text{max}}} & (4.13) \\
 (\%) &= \frac{1081330.564 \text{ W}}{1918708.774 \text{ W}} \\
 &= 56.357\%
 \end{aligned}$$
- Perhitungan NTU [14]:

$$\begin{aligned}
 \text{NTU} &= \left(\frac{U \times A}{C_{\text{min}}} \right) & (4.14) \\
 &= \left(\frac{598.436 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot ^\circ\text{C} \times 89.523 \text{ m}^2}{52238.192 \text{ W/. } ^\circ\text{C}} \right) \\
 &= 1.026
 \end{aligned}$$

Dengan metode e-NTU saat 11 Oktober 2025 pukul 12:00 Pm perhitungan yang melibatkan laju aliran massa oli sebesar 24.99 Kg/s dan laju aliran massa air

senilai 56.936 Kg/s yang menentukan kapasitas panas fluida (C_{min}) menghasilkan efektivitas mencapai 56.357% dengan NTU senilai 1.026. Secara *real time*, angka NTU yang tinggi ini mengkonfirmasi bahwa *heat exchanger* sedang beroperasi secara agresif pada kapasitas termal maksimum untuk mengkompensasi beban panas lingkungan yang ekstrem agar suhu keluar oli tetap terkendali

2. Perhitungan Kondisi T min (01 Oktober 25, 08:00 PM)

- Perhitungan Laju Aliran Massa Oli [14]:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \rho \times q \\ &= 829 \text{ kg/m}^3 \times 108.54 \text{ m}^3/\text{H} \\ &= 89979.66 \text{ kg/H} \\ &= 24.99 \text{ Kg/s}\end{aligned}\quad (4.15)$$

- Perhitungan Laju Aliran Massa Air

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \rho \times q \\ &= 1000 \text{ kg/m}^3 \times 204.97 \text{ m}^3/\text{H} \\ &= 204970 \text{ kg/H} \\ &= 56.936 \text{ Kg/s}\end{aligned}\quad (4.16)$$

- Perhitungan Laju Aliran Kapasitas Panas Fluida Oli [17]

$$\begin{aligned}C &= \dot{m} \times C_p \\ &= 24.99 \text{ Kg/s} \times 2.09 \text{ Kj/Kg. } ^\circ\text{C} \\ &= 52238.192 \text{ W/. } ^\circ\text{C}\end{aligned}\quad (4.17)$$

- Perhitungan Laju Aliran Kapasitas Panas Fluida Air [17]

$$\begin{aligned}C &= \dot{m} \times C_p \\ &= 56.936 \text{ Kg/s} \times 4.184 \text{ Kj/Kg. } ^\circ\text{C} \\ &= 238220.689 \text{ W/. } ^\circ\text{C}\end{aligned}\quad (4.18)$$

- Perhitungan Total Panas Aktual (Oli selaku media yang didinginkan) [14]:

$$\begin{aligned}Q &= C (T_{\text{in}} - T_{\text{out}}) \\ &= 52238.192 \text{ W/. } ^\circ\text{C} (70 ^\circ\text{C} - 49.3 ^\circ\text{C}) \\ &= 1081330.564 \text{ W}\end{aligned}\quad (4.19)$$

- Perhitungan Total panas maksimum secara teoritis [14]:

$$\begin{aligned}Q_{\text{max}} &= C_{\text{min}} (T_{\text{h in}} - T_{\text{c in}}) \\ &= 52238.192 \text{ W/. } ^\circ\text{C} (70 ^\circ\text{C} - 31.42 ^\circ\text{C}) \\ &= 2015349.428 \text{ W}\end{aligned}\quad (4.20)$$

- Perhitungan koefisien perpindahan panas [14]:

$$\begin{aligned}U &= \frac{Q}{\Delta T m A} \\ &= \frac{1081330.564 \text{ W/. } ^\circ\text{C}}{21.69 ^\circ\text{C} \times 89.523 \text{ m}^2} \\ &= 556.952 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}\end{aligned}\quad (4.21)$$

- Perhitungan Efektivitas [14]:

$$\begin{aligned}
 E &= \frac{Q}{Q_{max}} \\
 &= \frac{1081330.564 \text{ W}}{2015349.428 \text{ W}} \\
 &= 53.655 \%
 \end{aligned} \tag{4.22}$$

- Perhitungan NTU [14]:

$$\begin{aligned}
 NTU &= \left(\frac{U \times A}{C \min} \right) \\
 &= \left(\frac{556.952 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \times 89.523 \text{ m}^2}{52238.192 \text{ W}/^\circ\text{C}} \right) \\
 &= 0.954
 \end{aligned} \tag{4.23}$$

Pada tanggal 01 Oktober 2025 saat pukul 08:00 Pm, perhitungan menunjukkan nilai efektivitas yang lebih rendah yaitu 53.655% dan NTU senilai 0.954. laju aliran massa oli yang konstan di 24.99 Kg/s dan laju aliran massa air senilai 56.936 Kg/s menghasilkan nilai NTU yang lebih rendah dibandingkan siang hari menandakan beban kapasitas termal sistem yang lebih ringan. Analisis *real-time* mempresentasikan operasional yang stabil, unit *heat exchanger* tidak perlu mengejar rasio perpindahan panas yang ekstrim karena terbantu oleh suhu *ambient* yang sejuk, sehingga beban kerja *heat exchanger* menjadi lebih proporsional.

4.1.3. Perhitungan korelasi

- Korelasi Suhu *Ambient* dan *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) [27]:

$$\begin{aligned}
 r &= \frac{n(\sum xy) - (\sum x)(\sum y)}{\sqrt{[n(\sum x^2) - (\sum x)^2]} \sqrt{[n(\sum y^2) - (\sum y)^2]}} \\
 &= \frac{80(47559.574) - (2307.3)(1650.46)}{\sqrt{[80(66752.77) - (2307.3)^2]} \sqrt{[80(34095.77) - (1650.46)^2]}} \\
 &= \frac{-3334.096}{7783.794} \\
 &= -0.428
 \end{aligned} \tag{4.24}$$

- Korelasi Suhu *Ambient* dan *efektivitas* [27]:

$$r = \frac{n(\sum xy) - (\sum x)(\sum y)}{\sqrt{[n(\sum x^2) - (\sum x)^2]} \sqrt{[n(\sum y^2) - (\sum y)^2]}} \tag{4.25}$$

$$= \frac{80(126038.722) - (2307.3)(4368.78)}{\sqrt{[80(66752.77) - (2307.3)^2]} \sqrt{[80(238611.40) - (4368.78)^2]}} = \frac{-3011.977}{6661.292} = -0.452$$

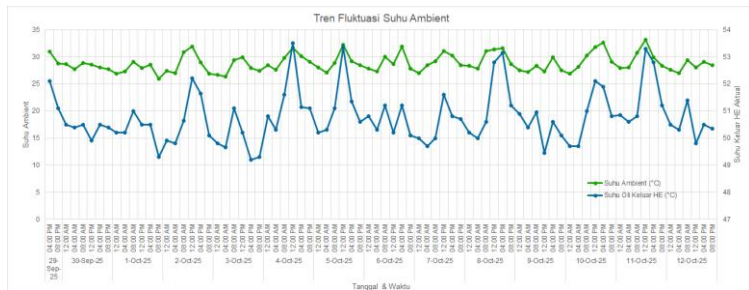
- Korelasi Suhu *Ambient* dan *Ntu* [27]:

$$r = \frac{n(\sum xy) - (\sum x)(\sum y)}{\sqrt{[n(\sum x^2) - (\sum x)^2]} \sqrt{[n(\sum y^2) - (\sum y)^2]}} \quad (4.26)$$

$$= \frac{80(2314.980) - (2307.3)(80.23)}{\sqrt{[80(66752.77) - (2307.3)^2]} \sqrt{[80(80.54) - (80.23)^2]}}$$

$$= \frac{88.100}{331.562} = 0.266$$

4.2. Pembahasan



Gambar 23. Tren Fluktuasi Suhu *Ambient*

Berdasarkan Gambar 23 yang menampilkan tren fluktuasi suhu *ambient* dalam dua minggu periode pengamatan. Grafik dual-axis ini menggambarkan hubungan antara suhu lingkungan sebagai variabel gangguan (*disturbance variable*) dan suhu oli keluar dari *Heat Exchanger* sebagai variabel respon (*response variable*) secara kronologis yang sangat berkaitan kuat dan konsisten sepanjang waktu, sehingga dapat digunakan untuk mengevaluasi performa aktual sistem *Heat Exchanger* dalam merespon perubahan kondisi eksternal. Secara visual, dapat dilihat suhu *ambient* dan suhu keluar oli dari *Heat Exchanger* menunjukkan pola yang hampir sejajar (paralel) yang mana setiap kenaikan suhu *ambient* diikuti oleh kenaikan suhu oli keluar dengan *time lag* yang sangat kecil.

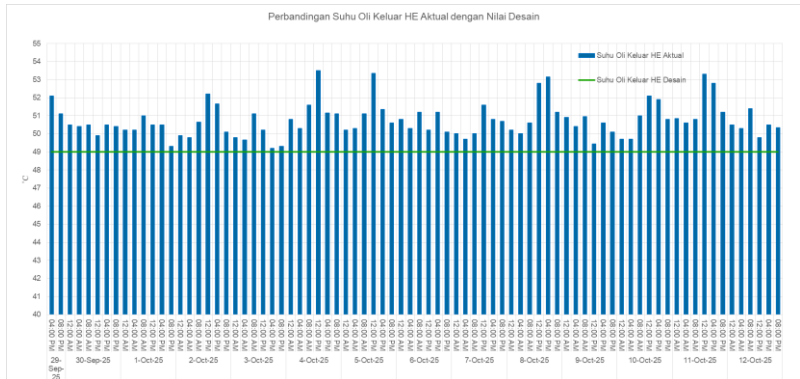
Pola fluktuasi harian (*diurnal cycle*) ini menjadi karakteristik dominan dalam grafik, dimana pada kondisi puncak (*daytime peak*) suhu *ambient* secara konsisten meningkat pada rentang waktu pukul 12.00 Pm hingga 04.00 Pm, yang merupakan periode dengan intensitas radiasi matahari maksimum. Pada interval ini pula suhu *ambient* tertinggi selama periode pengamatan tercatat mencapai 33.2°C pada tanggal 11 Oktober 2025 pukul 12.00 Pm. Kenaikan suhu *ambient* inilah yang menyebabkan peningkatan suhu oli keluar hingga mendekati batas kritis operasional dengan sistem pendingin yang mengalami beban termal maksimum.

Sebaliknya, kondisi pemulihan (*nighttime recovery*), suhu *ambient* mulai menurun secara bertahap setelah pukul 06.00 Pm seiring dengan berkurangnya radiasi matahari. Penurunan suhu ini berlanjut hingga mencapai titik minimum harian pada sekitar pukul 04.00 Am. Adapun suhu *ambient* terendah tercatat sebesar 25.9°C yaitu pada tanggal 1 Oktober 2025 pukul 08.00 Pm. Penurunan suhu lingkungan ini juga diikuti dengan penurunan suhu oli keluar, yang menunjukkan *Heat Exchanger* kembali bekerja lebih optimal.

Dapat diidentifikasi bahwasanya akar permasalahan utama (*root cause*) dari fluktuasi suhu oli keluar bukan berasal dari variasi beban internal turbin, namun lebih dipengaruhi secara signifikan oleh suhu *ambient*. Secara mekanisme, peningkatan suhu *ambient* ini menyebabkan kenaikan suhu air pendingin (*cooling water*) yang disirkulasikan melalui unit fin-fan yang berada di luar ruangan (*outdoor*), sehingga ketika suhu *ambient* meningkat mengakibatkan suhu air pendingin yang masuk ke *Heat Exchanger* meningkat. Perbedaan temperature antara fluida panas (oli) dan fluida pendingin (air) menjadi lebih kecil, hal ini lah yang akhirnya menyebabkan suhu keluar oli cenderung tetap tinggi.

4.2.1. Analisis Penyimpangan terhadap Baseline Desain

Sistem pendingin dengan pendekatan berbasis deviasi suhu, yaitu dengan membandingkan suhu oli keluar aktual terhadap nilai baseline desain sebesar 49°C. Parameter inilah yang digunakan sebagai salah satu indikator dalam menilai seberapa jauh sistem mampu mempertahankan performa idealnya, ketika penyimpangan yang terjadi sangat besar menunjukkan adanya keterbatasan sistem dalam memindahkan panas secara optimal. Oleh karena itu, analisis deviasi ini tidak hanya mempresentasikan kondisi operasi sesaat, namun juga menggambarkan stabilitas dan efisiensi dari sistem pendingin ini.



Gambar 24. Grafik Perbandingan Suhu Oli Keluar Aktual dan Nilai Baseline Desain

Dari pengamatan yang dilakukan menunjukkan, sistem pendingin pada jam-jam kritis khususnya pada pukul 12.00 Pm, suhu oli keluar secara konsisten melampaui nilai baseline desain setiap harinya. Penyimpangan tertinggi tercatat pada tanggal 04 Oktober 2025 sebesar 4.5°C dengan suhu aktual keluaran dari *heat exchanger* menyentuh 53.5°C. Selain itu ketika suhu *ambient* tertinggi selama periode pengamatan yaitu pada 11 Oktober 2026, penyimpangan mencapai 4.3°C dengan suhu keluar aktual *heat exchanger* 53.3°C. Secara keseluruhan dapat dilihat, rentang deviasi pada periode siang hari berada antara 0.45°C hingga 4.5°C. Deviasi yang melebihi 4°C ini menunjukkan indikasi kondisi yang cukup kritis dikarenakan sistem pendingin tidak dapat mengimbangi panas yang diterima.

Sebaliknya, ketika kondisi beban termal minimum, yaitu pada malam hari hingga dini hari sekitar pukul 04.00 Am, sistem menunjukkan kemampuan pemulihan yang signifikan. Pada pukul 04.00 Am setiap hari nya pada periode pengamatan ini memiliki penyimpangan dalam rentang 0.6°C hingga 1.6°C. Suhu keluar aktual *heat exchanger* mendekati nilai baseline desain, hal ini menunjukkan bahwa sistem kembali beroperasi mendekati kondisi idealnya. Fenomena ini membuktikan bahwa *heat exchanger* masih memiliki kemampuan perpindahan panas yang baik, selama media pendingin berada pada suhu yang cukup rendah.

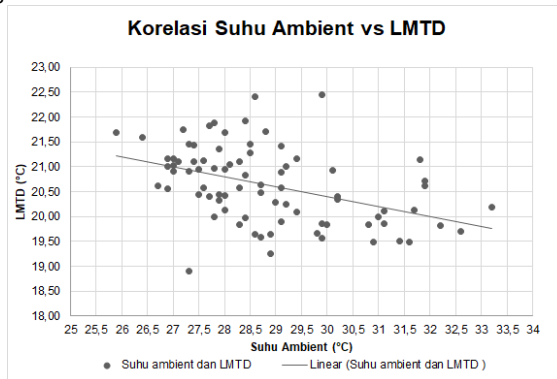
Pola deviasi yang mengikuti siklus harian matahari ini, dimana deviasi akan tinggi pada siang hari dan rendah pada dini hari mengindikasikan bahwa penurunan bersifat temporer dan dipengaruhi oleh faktor lingkungan (*environmentally driven*), bukan akibat kerusakan permanen pada sistem.

Dari sudut pandang prediktif, analisis ini dapat digunakan sebagai alat deteksi terhadap potensi penurunan efisiensi permanen, dimana jika kondisi suhu *ambient* rendah seperti pada pukul 04.00 Am di masa mendatang, namun deviasi yang ditemukan tetap tinggi seperti lebih dari 3°C, maka hal tersebut dapat

dijadikan indikasi kuat adanya masalah internal seperti *fouling*, *scaling*, atau penyumbatan pada *Plate Heat Exchanger* (PHE).

4.2.2. Mekanisme Pengaruh *Ambient* Terhadap Perpindahan Panas

- A. Dampak Suhu *Ambient* terhadap Gaya Dorong Panas (LMTD)
Log Mean Temperature Difference (LMTD) merupakan variabel yang kritis dalam mempresentasikan gaya dorong (*driving force*) dalam proses perpindahan panas. Secara prinsip, perbedaan temperatur yang cukup besar antara fluida panas dan fluida dingin membuat perpindahan panas yang lebih efektif.



Gambar 25. Grafik Korelasi Suhu *Ambient* dan LMTD

Berdasarkan grafik korelasi tersebut pada Gambar 25, terdapat pola yang cukup jelas antar variabel suhu *ambient* dan nilai LMTD. Pada grafik scatter plot tersebut, dimana sumbu horizontal (X) mempresentasikan suhu lingkungan (*ambient*) yang berada dalam rentang 25.9°C – 33.2°C. Sedangkan sumbu vertical (Y) mempresentasikan nilai LMTD yang dihasilkan oleh *heat exchanger* dengan kisaran 18.9°C – 22.45°C. Sebaran data menunjukkan kecenderungan menurun ketika suhu *ambient* meningkat, hal ini diperkuat oleh adanya garis regresi yang memiliki kemiringan *negative*. Analisis statistik terhadap kedua variable ini menghasilkan nilai koefisien korelasi sebesar $r = -0.428$ seperti yang sudah dilakukan perhitungan. Nilai koefisien korelasi ini menunjukkan adanya hubungan *negative* dengan tingkat kekuatan moderat, nilai ini mengindikasikan bahwa suhu *ambient* memiliki pengaruh nyata terhadap penurunan kemampuan *heat exchanger* dalam memindahkan panas. Semakin tinggi suhu *ambient* yang terjadi di sekitar area akan memperkecil nilai LMTD sebagai gaya dorong perpindahan panas pada *heat exchanger*.

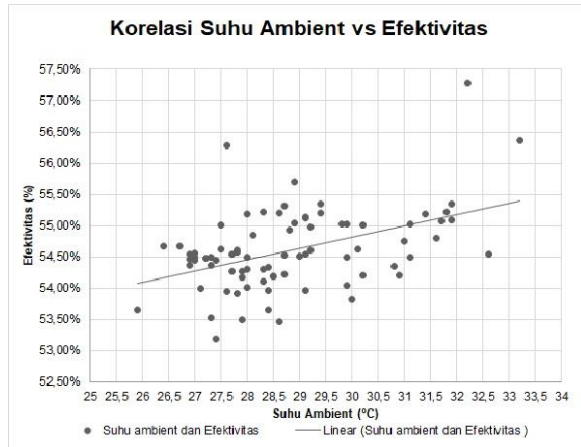
Kondisi diperkuat ketika kondisi suhu *ambient* tertinggi, yaitu pada tanggal 11 Oktober 2025 pukul 12.00 Pm dengan suhu *ambient* mencapai 33,2°C, nilai LMTD berada pada tingkat rendah yaitu sebesar 20,18°C. Kondisi ini pula yang menyebabkan kemampuan dalam melepaskan panas dari oli menjadi terbatas, sehingga suhu oli keluar tertahan di angka 53,3°C. Sebaliknya pula, ketika kondisi suhu *ambient* terendah selama pengamatan yaitu pada tanggal 01 Oktober 2025 dengan suhu *ambient* sebesar 25,9°C, sistem menunjukkan nilai LMTD yang lebih baik hingga 21,69°C sehingga dapat menekan suhu oli keluar hingga 49,3°C.

Secara keseluruhan, nilai LMTD pada periode siang hari cenderung berada pada kisaran 18.9°C hingga 20.4°C, yang lebih rendah dibandingkan kondisi malam hari ketika pukul 04.00 Am dengan rata-rata LMTD diatas 21°C.

Penurunan nilai LMTD ketika siang hari membuktikan bahwa suhu *ambient* berperan sebagai faktor pembatas utama (*limiting factor*), dengan berkurangnya gaya dorong ini, kemampuan heat exchanger dalam mempertahankan suhu oli pada nilai desain menjadi terganggu.

B. Korelasi Suhu *Ambient* terhadap Efektivitas Penukar Panas

Pada analisis performa *plate heat exchanger* (PHE) sebagai sistem pendingin oli, nilai efektivitas ini digunakan untuk menilai tingkat pemanfaatan kapasitas perpindahan panas yang dimiliki oleh alat. Efektivitas secara termodinamika dapat didefinisikan sebagai rasio antara laju perpindahan panas actual (Q_{aktual}) yang terjadi dalam *heat exchanger* terhadap laju perpindahan panas maksimum secara teoritis (Q_{max}). Dengan kata lain, efektivitas menunjukkan seberapa optimal alat bekerja dalam mengekstraksi energi panas. Nilai efektivitas ini akan diinterpretasikan upaya operasional (*operational effort*) yang dilakukan oleh *Plate Heat Exchanger* untuk mempertahankan suhu oli turbin tetap berada dalam batas aman operasi.



Gambar 26. Grafik Korelasi Suhu *Ambient* dan Efektivitas (%)

Berdasarkan Gambar 26 yang menunjukkan grafik korelasi antara suhu *ambient* dan nilai efektivitas, ditemukan adanya hubungan yang berbeda dibandingkan dengan pola hubungan pada parameter LMTD. Garis regresi pada grafik menunjukkan kemiringan positif, diikuti dengan analisis statistik terhadap kedua variable ini menghasilkan nilai koefisien korelasi sebesar $r = 0.4521$ seperti yang sudah dilakukan perhitungan mengindikasikan adanya korelasi positif dengan tingkat kekuatan moderat. Hal ini menunjukkan peningkatan suhu lingkungan akan cenderung meningkatkan nilai efektivitas. Fenomena ini dapat dijelaskan dengan mekanisme “penyempitan ruang gerak” perpindahan panas. Efektivitas pada heat exchanger tidak hanya dipengaruhi oleh besarnya panas yang dihasilkan (Q_{aktual}), namun juga oleh besarnya kapasitas perpindahan panas maksimum secara teoritis (Q_{max}). Perpindahan panas aktual (Q_{aktual}) merepresentasikan jumlah panas yang benar benar dilepaskan oleh oli menuju air pendingin, yang secara matematis dinyatakan sebagai berikut [14]:

$$Q_{aktual} = \dot{m}_{oil} \cdot c_{oil} \cdot (T_{hin} - T_{hout}) \quad (4.27)$$

Sementara itu perpindahan panas maksimum (Q_{max}) yang menunjukkan potensi pendinginan terbesar secara teoritis yang dapat dicapai berdasarkan selisih temperature fluida masuk, yang dirumuskan sebagai berikut [14]:

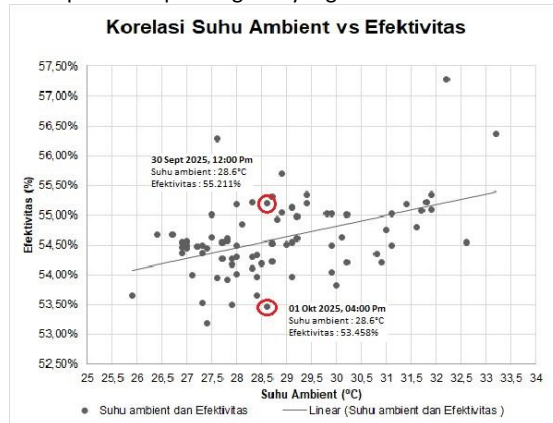
$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{hin} - T_{cin}) \quad (4.28)$$

Secara matematis, karena nilai efektivitas didefinisikan sbagai rasio antara Q_{aktual} terhadap Q_{max} , maka nilai Q_{max} yang mengecil ini menyebabkan nilai efektivitas cenderung meningkat. Hal ini menunjukkan bahwa PHE berupaya memaksimalkan pemanfaatan sisa

perbedaan temperature yang tersedia. Namun demikian meskipun persentase efektivitas yang meningkat, jumlah panas aktual yang dapat dibuang tetap terbatas karena gaya pendorong utama perpindahan panas telah menurun akibat suhu lingkungan yang tinggi.

Berdasarkan data pengamatan yang didapatkan menunjukkan bahwa pada kondisi siang hari ketika suhu *ambient* mencapai nilai tinggi, efektivitas PHE akan mengalami peningkatan, namun suhu oli keluar tetap berada di atas nilai *baseline* desain sebesar 49°C. Fenomena ini dianalogikan sebagai suatu sistem yang telah bekerja pada tingkat efisiensi maksimum, namun tetap tidak mampu menghasilkan pendinginan yang optimal dikarenakan keterbatasan kondisi lingkungan. Dalam konteks ini, PHE dianggap telah beroperasi mendekati performa puncaknya, tetapi karena selisih dari temperature yang tersedia sebagai “bahan bakar” perpindahan panas sangat terbatas akibat tingginya suhu lingkungan, maka kemampuan sistem untuk menurunkan suhu oli hingga mencapai titik desain tetap tidak tercapai.

Selain pengaruh suhu lingkungan, variabel lain yang turut mempengaruhi performa sistem yaitu laju aliran air pendingin (*cooling water flow rate*). Hal ini dapat dilihat dari adanya beberapa anomali data pada grafis, di mana kondisi suhu *ambient* yang relatif sama menghasilkan performa pendinginan yang berbeda.



Gambar 27. Contoh Anomali Data ketika Suhu *Ambient* bernilai sama

Sebagai contoh pada suhu *ambient* 28.6°C yang dapat dilihat pada lingkaran merah grafik di atas memiliki nilai efektivitas yang berbeda. Pada tanggal 30 September 2025 pukul 12.00 Pm, nilai efektivitas sebesar 55.211% dengan suhu oli masuk tercatat sebesar 71°C dengan suhu oli keluar 50.5°C. Sementara itu pada tanggal 01 Oktober 2025 pukul 04.00 Pm nilai efektivitas sebesar 53.458% dengan suhu oli masuk tercatat

sebesar 71°C dengan suhu oli keluar 49.9°C. Perbedaan ini terjadi karena laju aliran air pendingin pada dua kondisi ini memiliki perbedaan, yaitu ketika tanggal 30 September 2025 laju aliran air pendingin sebesar 202.46 m³/H, sedangkan pada 01 Oktober 2025 sebesar 207.6 m³/H sehingga kemampuan sistem dalam menyerap panas menjadi lebih baik.

Meskipun dalam beberapa titik pengamatan terdapat fluktuasi yang dipengaruhi oleh laju aliran air pendingin (*cooling water flow rate*), pengaruh tersebut pada dasarnya hanya sebagai faktor korektif sementara terhadap kinerja sistem. Korelasi positif yang konsisten menunjukkan bahwa sistem ini secara otomatis beroperasi berupaya meningkatkan performa termalnya saat beban panas lingkungan meningkat, namun keterbatasan pada gaya dorong panas (LMTD) akibat suhu lingkungan ini tetap menjadi penghambat utama dalam mencapai target suhu desain. Dengan ini dapat diketahui bahwa penyimpangan suhu terjadi murni karna dampak iklim lokal dan bukan merupakan indikator penurunan integritas mekanis.

4.2.3. Keandalan Alat melalui Analisis NTU (*Number of Transfer Units*)

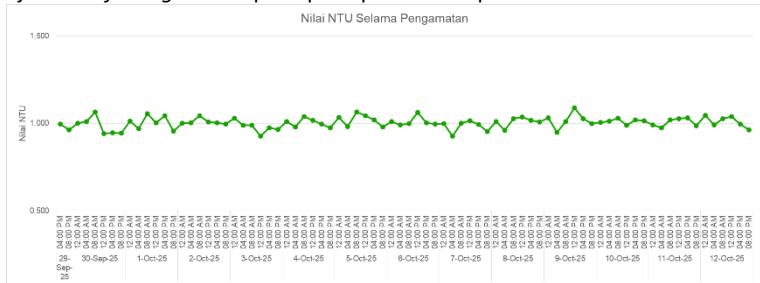
Dalam mengevaluasi performa dari heat exchanger dapat menggunakan *Number of Transfer Units* (NTU) sebagai parameter tak berdimensi yang digunakan untuk menggambarkan kemampuan dalam memindahkan panas terhadap kapasitas panas fluida yang mengalir di dalamnya. Ketika efektivitas cenderung responsif terhadap perubahan kondisi temperatur operasi, nilai dari NTU ini lebih merepresentasikan karakteristik fisik dan kondisi internal dari alat penukar panas, sehingga NTU sering digunakan sebagai indikator untuk menilai kualitas dari perpindahan panas yang dipengaruhi oleh kondisi permukaan perpindahan panas seperti kebersihan pelat, *fouling*, ataupun kestabilan koefisien perpindahan panas menyeluruh.

Seperti yang telah disebutkan, nilai NTU merupakan perbandingan antara hasil perkalian koefisien perpindahan panas menyeluruh (*U*) dan luas area perpindahan panas (*A*) terhadap kapasitas panas minimum fluida atau *minimum heat capacity (Cmin) rate* [14]:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (4.29)$$

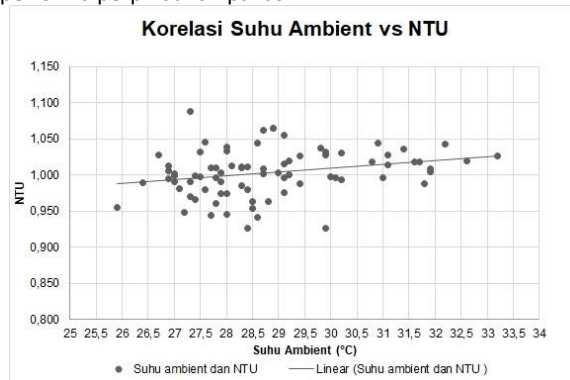
Pada persamaan tersebut, nilai (*U*) merupakan parameter paling sensitif terhadap kondisi permukaan pelat karena merepresentasikan kualitas aktual perpindahan panas. Dalam sistem pendingin oli turbin di PLTGU Tanjung Uncang ini, *Plate Heat Exchanger* sebagai penukar panas nya memiliki luas area perpindahan panas sebesar 89.523m², dengan nilai kapasitas panas minimum rata-rata yang diperoleh 52.238,192 W/°C. Dikarenakan nilai luas area perpindahan panas (*A*) yang tidak pernah berubah dan nilai kapasitas panas minimum (*Cmin*) yang tidak berubah signifikan, maka variasi nilai NTU hanya

bergantung pada koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) yang dapat dijadikan indikator langsung untuk mendeteksi kemungkinan adanya penurunan kinerja akibat *fouling* atau deposit pada permukaan pelat.



Gambar 28. Tren Nilai NTU Selama Periode Pengamatan

Berdasarkan Gambar 28 menunjukkan grafik tren nilai NTU selama periode pengamatan, grafik menunjukkan bahwa nilai NTU yang cenderung stabil direntang 0.95 hingga 1.05 dapat diinterpretasikan sebagai indikator bahwa kondisi internal dari *heat exchanger* berada dalam keadaan yang baik. Konsistensi ini menunjukkan bahwa permukaan pelat masih bersih dan mampu mempertahankan koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) secara konsisten selama periode pengamatan. Temuan ini juga memvalidasi bahwa kualitas air pada sistem *closed cooling water* yang digunakan sebagai media pendingin berhasil mencegah terbentuknya deposit, kerak maupun *fouling* yang dapat mengganggu performa perpindahan panas.



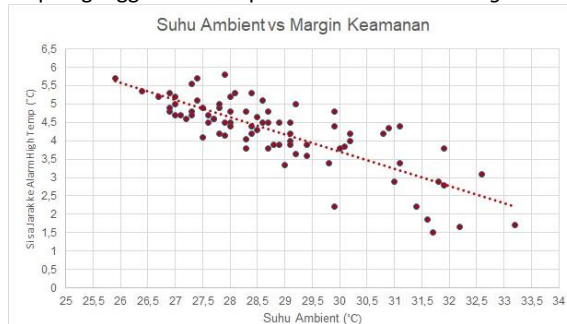
Gambar 29. Korelasi Suhu Ambient vs. NTU

Adapun Gambar 29 yang menunjukkan grafik korelasi antara suhu *ambient* dan nilai NTU, diperoleh karakteristik hubungan yang cukup berbeda dengan korelasi sebelumnya. Grafik ini menunjukkan nilai NTU yang cenderung stabil

meskipun tetap memiliki variasi suhu lingkungan yang cukup besar selama periode pengamatan. Didukung dengan hasil analisis statistik yang menunjukkan nilai koefisien korelasi sebesar $r=0.2657$ yang termasuk dalam kategori lemah, menunjukkan bahwa perubahan suhu *ambient* tidak memiliki pengaruh yang signifikan dengan nilai NTU. Hal ini memperkuat bahwa nilai NTU lebih mempresentasikan kondisi fisik internal dari penukar panas dibandingkan dengan pengaruh lingkungan sekitar.

4.2.4. Risiko Operasional

Konsep margin keamanan termal merupakan salah satu indikator penting untuk menilai tingkat keamanan operasi sistem pelumasan turbin. Batas alarm suhu tinggi (*High Temperature Alarm*) yang telah ditetapkan oleh sistem proteksi turbin yaitu sebesar 55°C . Adapun selisih dari suhu oli aktual keluaran *heat exchanger* dan batas alarm suhu tinggi tersebut dijadikan margin yang berfungsi sebagai *buffer zone* atau zona penyangga yang memberikan toleransi bagi sistem untuk menghadapi fluktuasi kondisi operasi, seperti beban turbin, variasi suhu lingkungan, maupun gangguan sesaat pada sistem *heat exchanger*.



Gambar 30. Grafik Suhu *Ambient* terhadap Margin Keamanan

Berdasarkan hasil analisis grafik korelasi antara suhu *ambient* dan margin keamanan diatas pada Gambar 30, terlihat adanya pola tren negatif linear, dimana ketika peningkatan suhu *ambient* diikuti oleh penurunan margin keamanan. Seperti pada periode pagi atau malam ketika suhu *ambient* relatif rendah, dengan temperature yang dapat menyentuh 25.9°C dengan margin menyentuh 5.7°C , sistem memiliki margin keamanan yang cukup besar yang berarti sistem ini masih memiliki ruang toleransi yang cukup luas untuk menyerap gangguan operasional tanpa memicu alarm. Namun ketika suhu *ambient* meningkat di siang hari dan temperature melebihi 32°C , margin keamanan mengalami penyusutan yang signifikan. Pada saat suhu *ambient* mencapai nilai maksimum selama periode pengamatan, yaitu 33.2°C , margin keamanan hanya tersisa 1.7°C sebelum mencapai batas alarm suhu tinggi. Dengan margin yang kurang dari 2°C , sistem tidak memiliki ruang yang cukup untuk kompensasi jika terjadi gangguan kecil.

Situasi ini menuntut operator untuk waspada di *control room* karena potensi suhu tinggi menjadi semakin besar.

Penyempitan margin akibat suhu *ambient* di wilayah Batam ini membawa sejumlah konsekuensi operasional yang signifikan terhadap keandalan unit dari *Steam Turbine Generator* (STG). Seperti yang sudah disebutkan sebelumnya pada analisis efektivitas, kenaikan suhu *ambient* menyebabkan selisih temperatur antara oli dan air pendingin semakin kecil sehingga kapasitas perpindahan panas maksimum (Q_{max}) nya ikut menurun. Akibatnya PHE bekerja dengan tingkat efektivitas yang tinggi namun kemampuan aktual sistem dalam membuang panas terbatas sehingga suhu oli keluar cenderung meningkat.

Kondisi ini dapat berdampak pada karakteristik fisik oli pelumas, khususnya viskositas. Berdasarkan data spesifikasi ASTM D445, oli Shell Turbin S4 GX 46 memiliki viskositas kinematik sebesar 43.5 pada suhu 40°C dan mengalami penurunan menjadi 7.50 pada suhu 100°C. Secara matematis, peningkatan suhu tersebut menyebabkan degradasi viskositas sebesar kurang lebih 83%. Penurunan viskositas ini menunjukkan bahwa kenaikan suhu operasional mempengaruhi kemampuan oli dalam membentuk lapisan pelumas (*oil film*) pada bearing turbin.

Pada kondisi temperature yang masih rendah, seperti saat mendekati *Low Alarm* (35°C), viskositas oli cenderung lebih tinggi sehingga dapat menghambat aliran dan beban kerja pompa pelumas. Sebaliknya, saat suhu oli meningkat melewati suhu *baseline* desain (49°C) dan mendekati batas *High Alarm* (55°C), viskositas oli akan mulai menurun. Penurunan ini dapat menyebabkan lapisan pelumas pada bearing menjadi semakin tipis sehingga kemampuan oli dalam menompang beban poros turbin ikut menurun. Apabila kondisi pemanasan ini terus berlangsung hingga mendekati *HH Trip* (65°C), maka viskositas dianggap sudah tidak mampu mempertahankan mekanisme *hydrodynamic lubrication*. Pada kondisi ini, sistem proteksi akan menghentikan operasi unit guna mencegah kerusakan fatal akibat kontak langsung antar permukaan logam. Trip ini berpotensi mengganggu kontinuitas suplai listrik dan meninggalkan kerugian finansial akibat *unplanned outage*. Dampak lain yaitu akselerasi degradasi kualitas pelumas, operasi turbin dengan temperatur mendekati batas maksimum dalam waktu yang lama akan mempercepat proses oksidasi oli pelumas yang mengakibatkan menurunkan viskositas oli, serta mengurangi kemampuan pelumas dalam melindungi permukaan bearing dan komponen mekanis lainnya.

Bab 5. Kesimpulan dan Saran

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan data operasional selama periode pengamatan dihasilkan analisis dan perhitungan termodinamika, sehingga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut suhu *ambient* ialah faktor eksternal yang mempengaruhi performa sistem pendinginan oli pada unit *Steam Turbine Generator* (STG) di PLTGU Tanjung Ugang. Peningkatan suhu *ambient* ini menurunkan nilai *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) sehingga mengurangi gaya dorong perpindahan panas dan sistem merespon dengan meningkatkan efektivitas (ϵ) dengan nilai koefisien korelasi suhu *ambient* dan efektivitas yang positif sebesar $r=0.4521$. Namun peningkatan efektivitas (ϵ) tidak cukup untuk mengimbangi penurunan LMTD, sehingga pendinginan oli tetap terbatas saat suhu *ambient* tinggi tepatnya saat siang hari. Sehingga secara kapasitas fisik internal dan respon sistem, *Plate Heat Exchanger* ini bekerja dengan efektif karena mampu merespons beban termal.

Adapun Suhu oli keluar dari *heat exchanger* sepanjang periode menyimpang sebesar $0,2^{\circ}\text{C} - 4,5^{\circ}\text{C}$ dari *baseline* desain di 49°C . Namun nilai NTU yang cenderung stabil dalam rentang 0.95 hingga 1.05 menunjukkan bahwa tidak terjadi penurunan performa internal seperti *fouling* pada sistem *heat exchanger*. Hal ini diperkuat dengan koefisien korelasi sebesar $r=0.2657$ yang membuktikan bahwa kapasitas termal alat bersifat independen dari pengaruh *ambient*. Namun, berdasarkan karakteristik independensi NTU ini, penyimpangan suhu ini data dijadikan indikator dini masalah internal, yang mana jika di masa mendatang apabila suhu *ambient* kembali ke kondisi rendah, namun deviasi suhu keluar oli aktual dengan baselinenya tetap tinggi (lebih dari 3°C), maka kondisi ini mengindikasikan penurunan efektivitas oleh masalah internal seperti *fouling*, bukan akibat pengaruh faktor lingkungan sekitar.

Suhu *ambient* yang tinggi pada saat tertentu, seperti siang hari mengurangi margin keamanan termal. Kondisi ini menempatkan unit STG pada status *high alert*, di mana penurunan viskositas oli dapat berisiko menipiskan lapisan pelindung sehingga meningkatkan risiko *high alarm* di 55°C dan potensi trip jika suhu mencapai batas proteksi yaitu 65°C

5.2. Saran

1. Optimalisasi laju aliran air pendingin
Melakukan penyesuaian debit *closed cooling water* secara proaktif berdasarkan prediksi suhu *ambient*, yaitu pada periode siang hari saat suhu *ambient* meningkat.
2. Pemeliharaan sisi udara pada *finfan cooler*

Memprioritaskan kegiatan inspeksi dan pembersihan berkala pada sisi *finfan* untuk memastikan air pendingin (*cooling water*) yang masuk ke *heat exchanger* selalu dalam suhu terbaik sehingga perpindahan panas yang dihasilkan maksimal.

3. Penerapan sistem monitoring margin keamanan

Mengintegrasikan indikator visual margin keamanan termal sehingga operator dapat memantau secara langsung jarak antara suhu oli keluar aktual dan batas alarm suhu tinggi.

Daftar Pustaka

- [1] R. Kurniawan, "ANALISA PERFORMANSI PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA GAS UAP (PLTGU) SICANANG BELAWAN," *J. e-Dinamis*, vol. 10, no. 2, 2014.
- [2] J. R. Material and M. Energi, "Analisa Kerusakan Thrust Bearing Turbin Pengaruh Kinerja Pelumas Di Pltu Pt. Pln Np Up Belawan," *J. Rekayasa Mater. Manufaktur dan Energi*, vol. 8, no. 1, pp. 13–22, 2025, [Online]. Available: <https://jurnal.umsu.ac.id/index.php/RMME/article/view/21522>
- [3] L. R. Higgins, R. K. Mobley, and R. Smith, *maintenance engineering handbook Higgins et al 2002*, Sixth. MC Graw Hill LLC, 2002. doi: 10.1036/0071394524.
- [4] T. T. Akbar, R. Fauzan, and A. Putra, "Optimasi Kinerja Wellstream Cooler Sebagai Sistem Pendinginan Gas Alam dari Sumuran terhadap Pengaruh Laju Alir dan Perbedaan Suhu Lingkungan di Platform PHE NSO Offshore," *J. Teknol.*, vol. 23, no. 1, p. 1, 2023, doi: 10.30811/teknologi.v23i1.3602.
- [5] M. P. Boyce, *Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants, Second Edition*. Three Park Avenue New York, NY 10016: ASME PRESS (The American Society of Mechanical Engineers). doi: 10.1115/1.859537.
- [6] R. Rajesh and P. S. Kishore, "Thermal Efficiency of Combined Cycle Power Plant," *Int. J. Eng. Manag. Res.*, vol. 8, no. 3, pp. 229–234, 2018, doi: 10.31033/ijemr.8.3.30.
- [7] P. & Merle C. Potter and P. Craig W. Somerton, *Schaum's Outline of Thermodynamics for Engineers, 3rd Edition*, Third. MC Graw Hill LLC, 2013. [Online]. Available: <https://www.accessengineeringlibrary.com/binary/mheaeworks/4fadaec466190cae/f353b511f643a7b7e5786d482d9fd1cf9ee7c4de31ffa877534be21aec38cfff/book-summary.pdf>
- [8] D. M. . Pirro, A. A. . Wessol, and J. G. Wills, *Lubrication fundamentals*, Second. New York: Marcel Dekker, 2001.
- [9] G. E. Totten, *HANDBOOK of LUBRICATION and TRIBOLOGY Application and Maintenance VOLUME I*, Second. CRC Press Taylor & Francis Group, 2006.

- [10] M. R. Zain and A. Mustain, "Evaluasi Efisiensi Heat Exchanger (He - 4000) Dengan Metode Kern," *DISTILAT J. Teknol. Separasi*, vol. 6, no. 2, pp. 415–421, 2023, doi: 10.33795/distilat.v6i2.133.
- [11] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN*, 1st ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [12] F. Hayyin, S. Isniah, D. Surani, and ..., "Analisis Efisiensi *Plate Heat Exchanger* (Phe) Pada Sistem Hot Shock Di Industri Minyak Goreng," ... *J. Inf. Tek. ...*, vol. 25, no. 1, pp. 91–100, 2025, [Online]. Available: <https://ejurnal.poliban.ac.id/index.php/intekna/article/view/14836%0Ahttps://ejurnal.poliban.ac.id/index.php/intekna/article/download/14836/1828>
- [13] R. Walikrom, A. Muin, J. Teknik Mesin, F. Teknik, and U. Tridinanti Palembang, "40 Studi Kinerja *Plate Heat Exchanger* Pada Sistem Pendingin Pltgu," *J. Tek. Mesin*, vol. 1, no. 1, pp. 2621–3354, 2018, [Online]. Available: www.univ-tridinanti.ac.id/ejournal/
- [14] L. Wang, *Plate heat exchangers*. WIT Press, 1983.
- [15] F. Akturk, N. Sezer-uzol, S. Aradag, and S. Kakac, "Gasketed-*Plate Heat Exchangers* Contali- Plakali Değiştirgeçlerinin Deneysel Performans," pp. 43–52, 2015.
- [16] C. Gulenoglu, F. Akturk, S. Aradag, N. Sezer Uzol, and S. Kakac, "Experimental comparison of performances of three different plates for gasketed *plate heat exchangers*," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 75, pp. 249–256, 2014, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2013.06.012.
- [17] A. N. Saputra, A. Puspawan, and N. I. Supardi, "*Lube Oil Cooler Performance Analysis Before and After Maintenance Outage at PLTGU*," *Rekayasa Mekanika*, vol. 5, no. 2, pp. 19-27, Feb 2022, doi : 10.33369/rekayasamekanika.v5i2.20170.
- [18] A. Al Afgani, C. Zaidar, W. Saputra Sigalingging, Sukarman, K. Khoirudin, and A. Abdulah, "Evaluating the Thermal Performance of Shell-and-Tube Heat Exchangers: The Role of Flow Rate in Water-Based Systems," *Jurnal Teknik Mesin Mechanical Xplore*, vol. 5, no. 1, pp. 38–49, Sep. 2024, doi: 10.36805/jtmmx.v5i1.6129.

- [19] K. Performa *et al.*, "Study of Plate and Frame Heat Exchanger Performance : The Effects of Mass Flow Rate, Inlet Temperature and Type of Flow Againsts The Overall Heat Transfer Coefficient," 2014.
- [20] S. R. Battula, K. R. Chittireddy, M. Pullurwar, and K. K. Sriramoju, "Thermal performance of corrugated *plate heat exchanger* using ethylene glycol as test fluid," *Journal of Mechanical and Energy Engineering*, vol. 4, no. 2, pp. 167–172, Nov. 2020, doi: 10.30464/jmee.2020.4.2.167.
- [21] Murugesan MP and Balasubramani R, "The Experimental Study on Enhanced heat Transfer Performance in Plate Type Heat Exchanger," 2013. [Online]. Available: www.isca.in
- [22] J. Berce, M. Zupančič, M. Može, and I. Golobič, "Local temperature distribution of a *plate heat exchanger* undergoing crystallization *fouling*," *Heat and Mass Transfer*, vol. 61, no. 8, p. 68, Aug. 2025, doi: 10.1007/s00231-025-03593-1.
- [23] S. B. Genić, B. M. Jaćimović, D. Mandić, and D. Petrović, "Experimental determination of *fouling* factor on *plate heat exchangers* in district heating system," *Energy Build*, vol. 50, pp. 204–211, Jul. 2012, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.03.039.
- [24] R. Yuniarti, "PENGARUH TEMPERATUR DAN ARAH ALIRAN TERHADAP EFEKTIVITAS PENUKAR PANAS NTU (E -NTU) PADA ALAT PENUKAR PANAS TIPE PLATE AND FRAME," *Jurnal Integrasi Proses*, vol. 11, pp. 32–39, Jun. 2022.
- [25] C. Gulenoglu, F. Akturk, S. Aradag, N. Sezer Uzol, and S. Kakac, "Experimental comparison of performances of three different plates for gasketed *plate heat exchangers*," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 75, pp. 249–256, Jan. 2014, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2013.06.012.
- [26] B. A. Sinaga, D. S. Saragi, M. F. V Pane, and F. Darma, "Increasing The Efficiency Of *Plate Heat Exchanger* (PHE) Economizer And Cooler Towards The Reduction Of Sterol Glucoside Components As Total Contaminants In Biodiesel," *Indonesian Journal of Innovation Multidiscipliner Research*, vol. 3, no. 1, pp. 549–559, Mar. 2025, doi: 10.69693/ijim.v3i1.349.
- [27] A. G. Bluman, *ELEMENTARY STATISTICS: A STEP BY STEP APPROACH*, EIGHTH EDITION. McGraw-Hill, 2012, p. 1.

- [28] Nuryadi, T. Dewi Astuti, E. Sri Utami, and M. Budiantara, *Dasar-Dasar Statistik Penelitian*, First. SIBUKU MEDIA, 2017, pp. 1–170. Accessed: Jan. 16, 2026. [Online]. Available: www.sibuku.com

Biodata



Nama : Ingrit Nilam Puspita
TTL : Batam, 23 Juni 2003
Agama : Islam
Alamat : Baloi Center

Email : ingritnilam@gmail.com
Riwayat Pendidikan SMA/SMK : Negeri 12 Batam
SMP : Negeri 41 Batam

Lampiran

Tabel 2. Data Aktual selama Proses Pengamatan
(Sumber : *Control Centre Room*)

Date	Waktu	Suhu Ambient (°C)	Suhu Oli Keluar HE (°C)	Suhu Oli Masuk HE (°C)	Suhu Air Masuk (°C)	Suhu Air Keluar (°C)	Laju Aliran Oli (m³/h)	Laju Aliran Air (m³/h)
29 Sept 2025	04:00 PM	31	52.1	72	35.65	48	108.54	207.32
	08:00 PM	28.8	51.1	72	33.95	45	108.54	206.87
30 Sept 2025	12:00 AM	28.7	50.5	71	33.19	47	108.54	207.78
	04:00 AM	27.7	50.4	71	33.23	47	108.54	205.97
	08:00 AM	28.9	50.5	71	33.76	49	108.54	206.69
	12:00 PM	28.6	49.9	71	31.53	44	108.54	207.6
	04:00 PM	28	50.5	71	33.38	44	108.54	206.6
	08:00 PM	27.7	50.4	71	33.04	44	108.54	203.81
01 Okt 2025	12:00 AM	26.9	50.2	71	32.74	47	108.54	205.42
	04:00 AM	27.3	50.2	71	32.74	45	108.54	204.35
	08:00 AM	29.1	51	72	33.91	49	108.54	207.32
	12:00 PM	27.9	50.5	71	33.23	47	108.54	204.97
	04:00 PM	28.6	50.5	71	33.87	48	108.54	202.46

	08:00 PM	25.9	49.3	70	31.42	44	108.54	204.97
02 Okt 2025	12:00 AM	27.4	49.9	71	32.25	46	108.54	206.78
	04:00 AM	27	49.8	71	32.06	46	108.54	206.23
	08:00 AM	30.9	50.65	71	33.46	49	108.54	205.25
	12:00 PM	31.9	52.2	73	35.42	48	108.54	205.42
	04:00 PM	29	51.65	72	34.67	48	108.54	204.16
	08:00 PM	26.9	50.1	71	32.63	46	108.54	204.44
03 Okt 2025	12:00 AM	26.7	49.8	71	32.22	47	108.54	207.78
	04:00 AM	26.4	49.65	71	31.95	45	108.54	205.7
	08:00 AM	29.4	51.1	72	34.14	46	108.54	204.44
	12:00 PM	29.9	50.2	71	32.51	43	108.54	205.16
	04:00 PM	27.9	49.2	70	31.12	45	108.54	206.51
	08:00 PM	27.4	49.3	70	31.08	45	108.54	206.23
04 Okt 2025	12:00 AM	28.4	50.8	71	33.57	48	108.54	205.6
	04:00 AM	27.6	50.3	71	32.63	46	108.54	206.69
	08:00 AM	29.8	51.6	72	34.93	49	108.54	208.23

	12:00 PM	31.7	53.5	74	36.78	50	108.54	209.12
	04:00 PM	30.1	51.15	72	33.83	47	108.54	211.39
	08:00 PM	29.1	51.1	72	33.68	46	108.54	209.31
05 Okt 2025	12:00 AM	28	50.2	71	32.7	48	108.54	207.95
	04:00 AM	27.1	50.3	71	32.67	46	108.54	207.68
	08:00 AM	28.9	51.1	72	34.48	49	108.54	205.97
	12:00 PM	32.2	53.35	74	37.95	49	108.54	208.95
	04:00 PM	29.2	51.35	72	34.44	48	108.54	209.31
	08:00 PM	28.4	50.6	71	33.46	46	108.54	213.09
06 Okt 2025	12:00 AM	27.8	50.8	71	33.54	48	108.54	209.04
	04:00 AM	27.3	50.3	71	33.01	46	108.54	208.41
	08:00 AM	30	51.2	71	34.21	48	108.54	207.78
	12:00 PM	28.7	50.2	71	32.85	49	108.54	217.88
	04:00 PM	31.9	51.2	72	34.25	47	108.54	213.82
	08:00 PM	27.8	50.1	71	32.7	46	108.54	217.06
07 Okt 2025	12:00 AM	27	50	71	32.51	46	108.54	216.43

	04:00 AM	28.4	49.7	70	32.17	43	108.54	215.08
	08:00 AM	29.2	50	71	32.55	46	108.54	216.8
	12:00 PM	31.1	51.6	72	34.93	48	108.54	212.92
	04:00 PM	30.2	50.8	71	33.73	47	108.54	213.09
	08:00 PM	28.5	50.7	71	33.54	45	108.54	216.88
08 Okt 2025	12:00 AM	28.3	50.2	71	32.7	47	108.54	216.8
	04:00 AM	27.8	50	71	32.55	44	108.54	212.92
	08:00 AM	31.1	50.6	71	33.57	48	108.54	214.73
	12:00 PM	31.4	52.8	73	36.4	50	108.54	217.34
	04:00 PM	31.6	53.15	73	36.78	50	108.54	216.53
	08:00 PM	28.7	51.2	72	34.4	47	108.54	216.35
09 Okt 2025	12:00 AM	27.5	50.9	72	33.64	48	108.54	218.43
	04:00 AM	27.2	50.4	71	33.19	44	108.54	216.98
	08:00 AM	28.3	50.95	71	33.95	48	108.54	215.44
	12:00 PM	27.3	49.45	70	31.61	50	108.54	216.08
	04:00 PM	29.9	50.6	71	33.57	48	108.54	214.6

	08:00 PM	27.5	50.1	71	32.74	46	108.54	217.79
10 Okt 2025	12:00 AM	26.9	49.7	71	31.95	46	108.54	218.33
	04:00 AM	28.1	49.7	71	32.17	46	108.54	214.63
	08:00 AM	30.2	51	72	33.83	48	108.54	214.81
	12:00 PM	31.8	52.1	73	35.15	47	108.54	218.51
	04:00 PM	32.6	51.9	72	35.15	49	108.54	216.43
	08:00 PM	29.1	50.8	72	33.54	47	108.54	219.41
11 Okt 2025	12:00 AM	27.9	50.85	71	33.8	47	108.54	215.71
	04:00 AM	28	50.6	71	33.23	46	108.54	218.24
	08:00 AM	30.8	50.8	71	33.83	48	108.54	216.71
	12:00 PM	33.2	53.3	74	37.27	49	108.54	216.62
	04:00 PM	29.9	52.8	73	36.29	50	108.54	216.88
	08:00 PM	28.3	51.2	72	34.33	46	108.54	220.04
12 Okt 2025	12:00 AM	27.6	50.5	72	33.8	47	108.54	220.22
	04:00 AM	27	50.3	71	33.01	46	108.54	220.32
	08:00 AM	29.4	51.4	72	34.78	48	108.54	219.32

	12:00 PM	28	49.8	71	32.59	47	108.54	215.27
	04:00 PM	29.1	50.5	71	33.01	47	108.54	213.46
	08:00 PM	28.5	50.35	71	32.89	45	108.54	214.45

Tabel 3. Hasil Hitung LMTD, Efektivitas, dan NTU

DATE	Waktu	LMTD (ΔT_m)	Efektivitas	NTU
29-Sep-25	04:00 PM	19,99	54,746%	0,996
	08:00 PM	21,70	54,928%	0,963
30-Sep-25	12:00 AM	20,47	54,218%	1,001
	04:00 AM	20,39	54,541%	1,010
	08:00 AM	19,25	55,048%	1,065
	12:00 PM	22,41	53,458%	0,942
	04:00 PM	21,69	54,492%	0,945
	08:00 PM	21,83	54,268%	0,944
1-Oct-25	12:00 AM	20,56	54,365%	1,012
	04:00 AM	21,45	54,365%	0,970
	08:00 AM	19,90	55,133%	1,055
	12:00 PM	20,45	54,276%	1,002
	04:00 PM	19,64	55,211%	1,044
	08:00 PM	21,69	53,655%	0,954
2-Oct-25	12:00 AM	21,11	54,452%	0,999
	04:00 AM	21,16	54,443%	1,002
	08:00 AM	19,50	54,209%	1,044
	12:00 PM	20,62	55,349%	1,009
	04:00 PM	20,29	54,514%	1,003
	08:00 PM	21,01	54,470%	0,995
3-Oct-25	12:00 AM	20,62	54,667%	1,028
	04:00 AM	21,58	54,673%	0,989
	08:00 AM	21,16	55,203%	0,988
	12:00 PM	22,45	54,040%	0,926
	04:00 PM	21,35	53,498%	0,974
	08:00 PM	21,43	53,186%	0,966
4-Oct-25	12:00 AM	19,98	53,967%	1,011

	04:00 AM	21,12	53,948%	0,980
	08:00 AM	19,67	55,031%	1,037
	12:00 PM	20,14	55,078%	1,018
	04:00 PM	20,93	54,624%	0,996
	08:00 PM	21,42	54,541%	0,976
5-Oct-25	12:00 AM	20,12	54,308%	1,034
	04:00 AM	21,10	54,005%	0,981
	08:00 AM	19,64	55,704%	1,064
	12:00 PM	19,81	57,282%	1,042
	04:00 PM	20,25	54,979%	1,020
	08:00 PM	20,82	54,342%	0,980
6-Oct-25	12:00 AM	19,99	53,924%	1,010
	04:00 AM	20,91	54,488%	0,990
	08:00 AM	19,84	53,819%	0,998
	12:00 PM	19,58	54,522%	1,062
	04:00 PM	20,71	55,099%	1,004
	08:00 PM	20,97	54,569%	0,997
7-Oct-25	12:00 AM	21,02	54,560%	0,999
	04:00 AM	21,93	53,661%	0,926
	08:00 AM	21,00	54,616%	1,000
	12:00 PM	20,11	55,031%	1,014
	04:00 PM	20,34	54,199%	0,993
	08:00 PM	21,27	54,191%	0,954
8-Oct-25	12:00 AM	20,58	54,308%	1,011
	04:00 AM	21,88	54,616%	0,960
	08:00 AM	19,87	54,502%	1,027
	12:00 PM	19,51	55,191%	1,035
	04:00 PM	19,50	54,804%	1,018
	08:00 PM	20,63	55,319%	1,008
9-Oct-25	12:00 AM	20,45	55,005%	1,032

	04:00 AM	21,74	54,483%	0,948
	08:00 AM	19,85	54,116%	1,010
	12:00 PM	18,90	53,530%	1,087
	04:00 PM	19,87	54,502%	1,027
	08:00 PM	20,95	54,626%	0,998
10-Oct-25	12:00 AM	21,17	54,545%	1,006
	04:00 AM	21,04	54,854%	1,012
	08:00 AM	20,39	55,017%	1,030
	12:00 PM	21,15	55,218%	0,988
	04:00 PM	19,71	54,545%	1,020
	08:00 PM	20,89	55,122%	1,015
11-Oct-25	12:00 AM	20,33	54,167%	0,991
	04:00 AM	20,95	54,011%	0,974
	08:00 AM	19,83	54,345%	1,019
	12:00 PM	20,18	56,357%	1,026
	04:00 PM	19,58	55,026%	1,032
	08:00 PM	21,11	55,216%	0,985
12-Oct-25	12:00 AM	20,57	56,283%	1,045
	04:00 AM	20,91	54,488%	0,990
	08:00 AM	20,08	55,347%	1,026
	12:00 PM	20,42	55,194%	1,038
	04:00 PM	20,57	53,962%	0,996
	08:00 PM	21,45	54,185%	0,963

Tabel 4. Penyimpangan Baseline dan Penyempitan Margin Batas Alarm

D A T E	Waktu	Suhu Ambien t (°C)	Suhu Oli Keluar HE (°C)	Low Temp	High Temp	HH trip	Penyempitan Margin Batas Alarm High & Kondisi Aktual	Penyimpangan baseline
29-Sep-25	04:00 PM	31	52,1	35	55	65	2,9	3,1
	08:00 PM	28,8	51,1	35	55	65	3,9	2,1
30-Sep-25	12:00 AM	28,7	50,5	35	55	65	4,5	1,5
	04:00 AM	27,7	50,4	35	55	65	4,6	1,4
	08:00 AM	28,9	50,5	35	55	65	4,5	1,5
	12:00 PM	28,6	49,9	35	55	65	5,1	0,9
	04:00 PM	28	50,5	35	55	65	4,5	1,5
	08:00 PM	27,7	50,4	35	55	65	4,6	1,4
1-Oct-25	12:00 AM	26,9	50,2	35	55	65	4,8	1,2
	04:00 AM	27,3	50,2	35	55	65	4,8	1,2
	08:00 AM	29,1	51	35	55	65	4	2
	12:00 PM	27,9	50,5	35	55	65	4,5	1,5
	04:00 PM	28,6	50,5	35	55	65	4,5	1,5
	08:00 PM	25,9	49,3	35	55	65	5,7	0,3
2-Oct-25	12:00 AM	27,4	49,9	35	55	65	5,1	0,9
	04:00 AM	27	49,8	35	55	65	5,2	0,8
	08:00 AM	30,9	50,65	35	55	65	4,35	1,65

	12:00 PM	31,9	52,2	35	55	65	2,8	3,2
	04:00 PM	29	51,65	35	55	65	3,35	2,65
	08:00 PM	26,9	50,1	35	55	65	4,9	1,1
3-Oct-25	12:00 AM	26,7	49,8	35	55	65	5,2	0,8
	04:00 AM	26,4	49,65	35	55	65	5,35	0,65
	08:00 AM	29,4	51,1	35	55	65	3,9	2,1
	12:00 PM	29,9	50,2	35	55	65	4,8	1,2
	04:00 PM	27,9	49,2	35	55	65	5,8	0,2
	08:00 PM	27,4	49,3	35	55	65	5,7	0,3
4-Oct-25	12:00 AM	28,4	50,8	35	55	65	4,2	1,8
	04:00 AM	27,6	50,3	35	55	65	4,7	1,3
	08:00 AM	29,8	51,6	35	55	65	3,4	2,6
	12:00 PM	31,7	53,5	35	55	65	1,5	4,5
	04:00 PM	30,1	51,15	35	55	65	3,85	2,15
	08:00 PM	29,1	51,1	35	55	65	3,9	2,1
5-Oct-25	12:00 AM	28	50,2	35	55	65	4,8	1,2
	04:00 AM	27,1	50,3	35	55	65	4,7	1,3
	08:00 AM	28,9	51,1	35	55	65	3,9	2,1
	12:00 PM	32,2	53,35	35	55	65	1,65	4,35
	04:00 PM	29,2	51,35	35	55	65	3,65	2,35

	08:00 PM	28,4	50,6	35	55	65	4,4	1,6
6-Oct-25	12:00 AM	27,8	50,8	35	55	65	4,2	1,8
	04:00 AM	27,3	50,3	35	55	65	4,7	1,3
	08:00 AM	30	51,2	35	55	65	3,8	2,2
	12:00 PM	28,7	50,2	35	55	65	4,8	1,2
	04:00 PM	31,9	51,2	35	55	65	3,8	2,2
	08:00 PM	27,8	50,1	35	55	65	4,9	1,1
7-Oct-25	12:00 AM	27	50	35	55	65	5	1
	04:00 AM	28,4	49,7	35	55	65	5,3	0,7
	08:00 AM	29,2	50	35	55	65	5	1
	12:00 PM	31,1	51,6	35	55	65	3,4	2,6
	04:00 PM	30,2	50,8	35	55	65	4,2	1,8
	08:00 PM	28,5	50,7	35	55	65	4,3	1,7
8-Oct-25	12:00 AM	28,3	50,2	35	55	65	4,8	1,2
	04:00 AM	27,8	50	35	55	65	5	1
	08:00 AM	31,1	50,6	35	55	65	4,4	1,6
	12:00 PM	31,4	52,8	35	55	65	2,2	3,8
	04:00 PM	31,6	53,15	35	55	65	1,85	4,15
	08:00 PM	28,7	51,2	35	55	65	3,8	2,2
9 -	12:00 AM	27,5	50,9	35	55	65	4,1	1,9

	04:00 AM	27,2	50,4	35	55	65	4,6	1,4
	08:00 AM	28,3	50,95	35	55	65	4,05	1,95
	12:00 PM	27,3	49,45	35	55	65	5,55	0,45
	04:00 PM	29,9	50,6	35	55	65	4,4	1,6
	08:00 PM	27,5	50,1	35	55	65	4,9	1,1
10-Oct-25	12:00 AM	26,9	49,7	35	55	65	5,3	0,7
	04:00 AM	28,1	49,7	35	55	65	5,3	0,7
	08:00 AM	30,2	51	35	55	65	4	2
	12:00 PM	31,8	52,1	35	55	65	2,9	3,1
	04:00 PM	32,6	51,9	35	55	65	3,1	2,9
	08:00 PM	29,1	50,8	35	55	65	4,2	1,8
11-Oct-25	12:00 AM	27,9	50,85	35	55	65	4,15	1,85
	04:00 AM	28	50,6	35	55	65	4,4	1,6
	08:00 AM	30,8	50,8	35	55	65	4,2	1,8
	12:00 PM	33,2	53,3	35	55	65	1,7	4,3
	04:00 PM	29,9	52,8	35	55	65	2,2	3,8
	08:00 PM	28,3	51,2	35	55	65	3,8	2,2
12-Oct-25	12:00 AM	27,6	50,5	35	55	65	4,5	1,5
	04:00 AM	27	50,3	35	55	65	4,7	1,3
	08:00 AM	29,4	51,4	35	55	65	3,6	2,4

	12:00 PM	28	49,8	35	55	65	5,2	0,8
	04:00 PM	29,1	50,5	35	55	65	4,5	1,5
	08:00 PM	28,5	50,35	35	55	65	4,65	1,35